

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra energetiky

Využití energie stlačeného zemního plynu v expanzní
turbíně s přehřevem na 600 °C

Usage of Energy Compressed Natural Gas in
Expansionary Turbine with Preheating of Gas to
Temperature 600 °C

Student: Bc. Libor Pilch

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Jiří Míka, CSc.

Ostrava 2012

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Libor Pilch**

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: 2302T006 Energetické stroje a zařízení

Téma: **Využití energie stlačeného zemního plynu v expanzní turbíně s
předehřevem na 600 °C**
**Usage of Energy Compressed Natural Gas in Expansionary Turbine with
Preheating of Gas to Temperature 600 °C**

Zásady pro vypracování:

Vypracujte návrh využití tlakové energie zemního plynu při jeho redukcí z vysokotlaké na středotlakou síť v expanzní turbíně s předehřevem vysokotlakého plynu před turbínou na 600 °C.

Tlakové úrovně zemního plynu jsou 2,2 MPa a 0,6 MPa. Průtočné množství plynu je 20 000 m³/h.

Součástí návrhu bude vypracování dispozičního řešení redukční stanice a návrh výměníku na předehřev zemního plynu.

Grafická část bude obsahovat:

1. Konstrukční návrh výměníku.
2. Dispoziční řešení redukční stanice.

Seznam doporučené odborné literatury:

ČERNÝ, V. a kol.. *Parní kotle a spalovací zařízení*. SNTL Praha, 1975.

KOLAT, P. *Přenos tepla a hmoty*. Skripta VŠB Ostrava, 1987.

ON 074017 *Tepelný výpočet parních kotlů*.

DLOUHÝ, T. *Výpočty kotlů a spalínových výměníků*. ČVUT Praha 2007, ISBN 978-80-01-03757-7.

HRADIL, F. *Potrubní systémy*. VŠB - TU Ostrava, 1979.


Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Jiří Mika, CSc.**

Datum zadání: 16.12.2011

Datum odevzdání: 21.05.2012




prof. Ing. Dagmar Juchelková, Ph.D.
vedoucí katedry


prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Místopřisežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci, včetně příloh, vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě: 23. 4. 2012



Bc. Libor Pilch

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. - autorský zákon, zejména § 35- užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 - školní dílo
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB - TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3)
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB - TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB - TUO
- bylo sjednáno, že s VŠB - TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona
- bylo sjednáno, že užít své dílo - diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití můžu jen se souhlasem VŠB - TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB - TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše)
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákonů o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledky její obhajoby.

V Ostravě: 23. 4. 2012



Podpis

Jméno a příjmení autora práce: Bc. Libor Pilch
Adresa trvalého pobytu autora: 739 94 Vendryně 120

Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Jiřímu Míkovi, CSc. za odborné vedení a Mgr. Petru Odehnalovi a Ing. Ferdinandu Madrymu za zpracování nabídky turbíny.

Bc. Libor Pilch

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

PILCH L., *Využití energie stlačeného zemního plynu v expanzní turbíně s předehřevem na 600 °C.*

Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2012
60 stran.

Vedoucí práce: doc. Ing. Jiří Míka, CSc.

Diplomová práce navazuje na mou bakalářskou práci, zabývající se možností využití tlakové energie stlačeného zemního plynu distribuovaného firmou RWE Transgas, a.s. pro výrobu elektrické energie. V diplomové práci se zabývám zvýšením výkonu expanzní turbíny předehřátím vstupního plynu na teplotu 600°C. K předehřátí plynu využiji teplo expandovaného plynu v rekuperativním výměníku. Výstupní teplota expandovaného plynu z turbíny je 473°C. Dohřev plynu na požadovanou teplotu provedu v kotli na zemní plyn. Kotel pro ohřev plynu bude sloužit současně jako zdroj tepla. Tímto předehřevem, při zachování průtočných parametrů plynu, se získá třikrát větší výkon expanzní turbíny. V závěru jsem provedl bilanční zhodnocení redukce tlaku zemního plynu pomocí expanzní turbíny s předehřevem na 600°C.

ANNOTATION OF DIPLOMA WORK

Pilch, L. Usage of Energy Compressed Natural Gas in Expansionary Turbine with Preheating of Gas to Temperature 600°C.

Ostrava : VSB - Technical University of Ostrava, Faculty of Engineering, Department of Energy, 2012, 60 pp

Bachelor thesis, Head: doc. Ing. Jiří Míka. CSc.

This thesis builds on my bachelor thesis dealing with the possibilities of pressure energy of compressed natural gas distributed by RWE Transgas for power generation. The thesis deals with the increasing power of the expansion turbine inlet gas preheating temperature of 600 °C. To preheat the gas heat I will use expanded gas recuperative exchanger. Output temperature expanded gas from the turbine is 473 °C. Reheat gas to make a desired temperature in the boiler to natural gas. Boiler for heating gas will also serve as a source of heat. This preheating, while maintaining the gas flow parameters, we get three times more power expansion turbine. At the end I made a total appreciation pressure reduction of natural gas through an expansion turbine with preheating to 600°C.

Obsah

	strana
Seznam použitých značek a symbolů.....	8
0 Úvod.....	10
1 Možnosti redukce tlaku zemního plynu.....	11
1.1 Redukce tlaku plynu pomocí škrcení.....	12
1.2 Redukce tlaku plynu s využitím tlakové energie plynu.....	13
2 Popis kogenerační jednotky	14
3 Výpočty parametrů zemního plynu	17
3.1 Výpočet skutečného objemového množství.....	17
3.2 Výpočet minimální světlosti potrubí	21
3.3 Výpočet tloušťky stěny potrubí	24
4 Výpočty rekuperativního výměníku zemního plynu	29
4.1 Výpočet tepelné bilance výměníku	29
4.2 Výpočet rychlosti plynu.....	32
4.3 Výpočet součinitele přestupu tepla zemního plynu α_1	33
4.4 Výpočet součinitele přestupu expandovaného zemního plynu α_2	36
4.5 Výpočet součinitele prostupu tepla trubkou k_l	39
5 Výpočty ostatních parametrů kogenerační jednotky s turbínou GWRD.....	41
5.1 Výpočet hlavního plynového kotle	41
5.2 Výpočet expanzní turbíny.....	44
5.3 Výpočet nádoby na dusík.....	45
5.4 Výpočet investičních nákladů	48
5.5 Výpočet ročních příjmů.....	51
5.6 Výpočet ročních výdajů na palivo	52
5.7 Výpočet ekonomiky projektu.....	52
6 Výpočty ostatních parametrů kogenerační jednotky s turbínou Siemens	53
6.1 Výpočet hlavního plynového kotle K_1	53
6.2 Výpočet expanzní turbíny.....	55

6.3 Výpočet ročních příjmu.....	56
6.4 Výpočet ročních výdajů na palivo	56
6.5 Výpočet ekonomiky projektu.....	57
7 Závěr.....	58
8 Seznam použité literatury	59
9 Seznam příloh	60

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ

c_p	měrná tepelná kapacita	$[\text{kJ.m}^{-1}.\text{K}^{-1}]$
czp	cena zemního plynu	$[\text{Kč.m}_N^{-3}]$
D	průměr trubky vnější	$[\text{mm}]$
d	průměr trubky vnitřní	$[\text{mm}]$
DN	světlost potrubí	$[\text{mm}]$
dn	hydraulický průřez	$[\text{m}^2]$
f_s	dovolené namáhání	$[\text{MPa}]$
K_s	mez kluzu	$[\text{MPa}]$
L	délka	$[\text{m}]$
m	hmotnostní průtok	$[\text{kg.hod}^{-1}]$
n_{ce}	nákupní cena elektřiny	$[\text{Kč.kWh}^{-1}]$
o	obvod	$[\text{m}]$
P	příkon	$[\text{W}]$
p	tlak	$[\text{MPa}]$
$prot$	průměrný roční odběr tepla	$[\%]$
prp	průměrný roční průtok zemního plynu	$[\%]$
Q	výkon	$[\text{W}]$
rhv	roční hodinové využití	$[\text{hod}]$
$rnzp$	roční náklady na palivo	$[\text{Kč.rok}^{-1}]$
rv	roční výnos	$[\text{Kč.rok}^{-1}]$
r_{ve}	roční výnos z vyrobené elektrické energie	$[\text{Kč.rok}^{-1}]$
r_{vt}	roční výnos z vyrobeného tepla	$[\text{Kč.rok}^{-1}]$
S	plocha	$[\text{m}^2]$
T	teplota	$[\text{K}]$
t	tloušťka stěny trubky	$[\text{mm}]$

V	objemový průtok	$[\text{m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}]$
w	rychlost	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
η	účinnost	$[\%]$
κ_{z_p}	adiabatický exponent - zemní plyn	$[1]$
ρ	hustota zemního plynu	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$
Δp	přetlak	$[\text{MPa}]$
ΔT	teplotní rozdíl	$[\text{K}]$

Seznam použitých dolních indexů

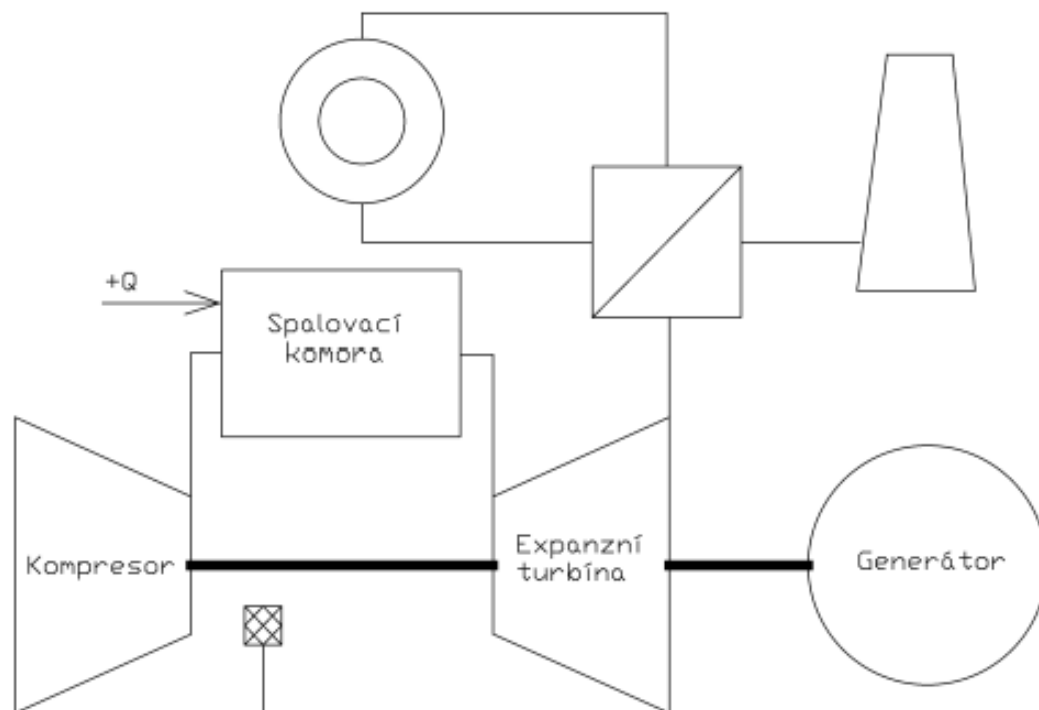
ad	adiabatická
d	doporučená
dov	dovolené
KM	kotel pro turbínu GWRD
KS	kotel pro turbínu Siemens
K1	hlavní kotel
N	za normálních podmínek
RV	rekuperativní výměník
T	turbína
v	vodní část
ZP	zemní plyn
1...15	pořadové číslo

Seznam použitých zkratk

ORC	organický Rankinův cyklus
ZP	zemní plyn

0 ÚVOD

Diplomová práce navazuje na mou bakalářskou práci [8], zaměřenou na využití energie stlačeného zemního plynu k výrobě elektrické energie expanzní turbínou. Zemní plyn se musí před dopravou v potrubí stlačit na vyšší tlak z důvodu tlakových ztrát a velkého dopravovaného množství. V jednotlivých redukčních stanicích, se pak tento tlak snižuje na tlak, který požadují jednotliví odběratelé. Tlak zemního plynu lze snížit regulátorem tlaku nebo expanzním strojem, s využitím tlakové energie zemního plynu k výrobě elektrické energie. V mé práci se zaměřuje na zvýšení výkonu kogenerační jednotky. Hlavní náplní kogenerační jednotky bude snížení tlaku zemního plynu z 2,2 MPa na 0,6 MPa při současné výrobě elektrické energie a dodávce tepla. Zvýšení výkonu výroby elektrické energie dosáhnou přehřevem zemního plynu před expanzí na teplotu 600°C. Výhodou tohoto přehřevu je několikanásobné zvýšení výkonu turbíny. Vyšší teplotu přehřevu zemního plynu nedoporučuji z důvodu nebezpečí samovznícení při úniku do okolí. Teplota samovznícení zemního plynu je 630°C. K ohřevu zemního plynu na teplotu 600°C využiji rekuperativní výměník a kotel na zemní plyn, který bude současně zdrojem tepla v teplé vodě. Rekuperativní výměník slouží k předání tepla z expandovaného zemního plynu vstupnímu zemnímu plynu. Součástí této práce je návrh rekuperativního výměníku. Z důvodu malých tlakových ztrát navrhují trubkový výměník a rychlost zemního plynu v potrubních částech kogenerační jednotky 10 m.s⁻¹. K minimalizaci tlakových ztrát v jednotlivých částech kogenerační jednotky mne vedla snaha maximalizace tlakového spádu v expanzní turbíně. S vyššími tlakovými ztrátami mimo expanzní turbínu by došlo ke snížení využitelného tlakového spádu a tím k nižší výrobě elektrické energie. Tuto technologii výroby elektrické energie lze využít i při návrhu nových energetických celků, kde by se používal zemní plyn jako stabilizační palivo. Středotlaký zemní plyn, by byl přiveden k energetickému celku, kde by v expanzní turbíně expandoval na požadovaný tlak plynového hořáku. K ohřevu zemního plynu lze využít část spalin. V tomto případě, veškeré teplo potřebné pro ohřátí zemního plynu z 10°C na 600°C by bylo dodáno spalinami. Horký expandovaný zemní plyn, by byl přiváděn přímo do plynového hořáku. Tato technologie kogenerační jednotky je částečný Braytonův cyklus bez kompresoru, protože zde využívám stlačené medium, které před expanzí ohřeji na vyšší teplotu. Nevýhodou Braytonova cyklu je, že značná část výkonu expanzní turbíny je spotřebovaná kompresorem. Výhodou této kogenerační jednotky je, že veškerá mechanická práce expanzní turbíny se přemění v generátoru na elektrickou energii. Při výrobě této energie vznikají minimální škodlivé látky.



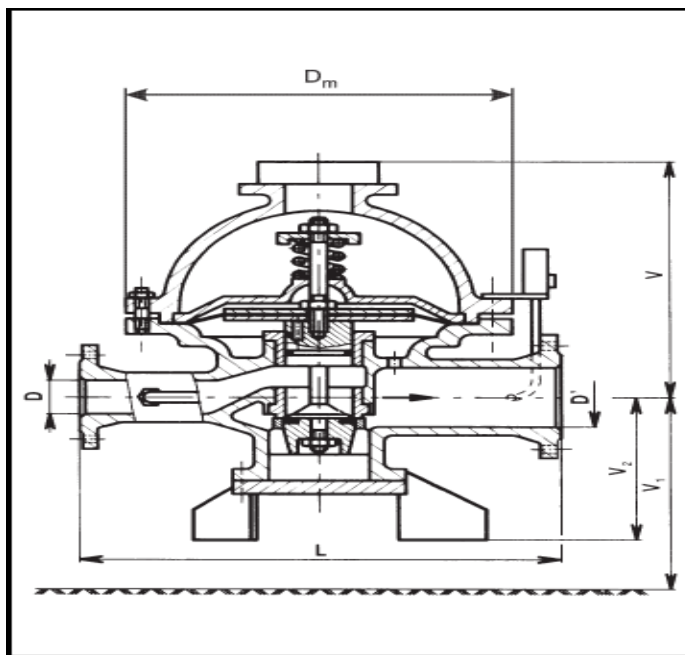
Obrázek 1.1 – Braytonův oběh s využitím odpadního tepla

1 MOŽNOSTI REDUKCE TLAKU ZEMNÍHO PLYNU

Zemní plyn je dopravován na delší vzdálenosti plynovody při tlaku až 6 MPa. Zemní plyn se pro transport stlačuje na tento tlak, z důvodu menších tlakových ztrát a menší dimenze potrubí. Pro distribuci zemního plynu konečným zákazníkům, se musí snížit tlak na požadovanou hodnotu. Pro redukci tlaku zemního plynu na požadované hodnoty odběratele máme dvě možnosti. První možností redukce tlaku ZP je škrcení bez využití tlakové energie stlačeného zemního plynu. Druhou možností redukce tlaku ZP je využití expanzních strojů pro transformaci tlakové energie ZP na mechanickou práci popřípadě výrobu elektrické energie. V současné době se k dané redukci tlaku zemního plynu používají v převážné míře redukční stanice využívající metodu škrcení. Pro popis možnosti redukce tlaku zemního plynu jsem čerpal ze své bakalářské práce [8].

1.1 Redukce tlaku plynu pomocí škrcení

K redukci plynu dochází škrcením průtoku zemního plynu. Regulátor tlaku funguje tak, že v případě stoupání tlaku na výstupu, dochází k uzavírání regulátoru tlaku. Při poklesu tlaku na výstupu se regulátor tlaku otevírá. Tento regulátor tlaku je navržen tak, že reguluje tlak zcela automaticky, dle výstupního tlaku plynu. Na obrázku 2.1 je znázorněn řez regulátorem tlaku C26 525 540 z [7]



Obrázek 1.1 – Regulátor tlaku C26 525 540 [7]

Výhody regulace škrcením

- Automatický chod
- Nízké pořizovací náklady
- Nízko nákladový provoz
- Nedochází k velkému ochlazení regulovaného plynu
- Jednoduchá konstrukce

Nevýhody regulace škrcením

- Nevyužití energie stlačeného plynu
- Nutnost nenávratně dodávat energii k ohřevu plynu

1.2 Redukce tlaku plynu s využitím tlakové energie plynu

Při snižování tlaku zemního plynu škrcením, nelze využít tlakové energie zemního plynu k výrobě elektrické energie. Při popisu využití tlakové energie zemního plynu k výrobě elektrické energie vycházím z literatury [14]. Při použití expanzních strojů, v redukčních stanicích, lze při požadovaném poklesu tlaku zemního plynu přeměnit jeho tlakovou energii na mechanickou energii a tu pomocí generátoru na elektrickou energii. Nevýhodou této redukce tlaku plynu je, že při adiabatické expanzi plynu dojde k jeho prudkému ochlazení pod teplotu kondenzace vodních par a tím možnému nebezpečí zamrznutí důležitých částí rozvodu. Pro omezení tohoto negativního vlivu redukce tlaku v redukční stanici i rozvodné síti, je nutné zemní plyn ještě před adiabatickou expanzi zahřát na teplotu, která zaručí, že výstupní teplota plynu z expanzní turbíny bude vyšší než 0°C. Výstupní teplota zemního plynu je závislá na účinnosti expanzní turbíny. Takto vyrobenou elektrickou energii lze považovat za čistou energii, která nemá negativní vliv na životní prostředí. K ohřevu zemního plynu před vstupem do expanzního stroje, mohou použít centrální zdroj teplé vody nebo teplo z výroby elektrické energie. Lze buď využít teplo z termické likvidace odpadu, nebo lze využít spalování dopravovaného zemního plynu. Expanzní stroje se rozdělují na pístové expanzní stroje, šroubové expanzní stroje a expanzní turbíny.

Výhody regulace tlaku plynu expanzní turbínou

- Pístový expanzní stroj
- Šroubový expanzní stroj
- Redukční stanice s možností zkapalňování zemního plynu
- Expanzní turbína

Výhody regulace tlaku plynu expanzní turbínou

- Využití energie stlačeného regulovaného plynu
- Možná regulace výstupního tlaku plynu dle požadavku rozvodu
- Výroba špičkové elektrické energie
- Energetická soběstačnost redukční stanice
- Ekonomicky návratná investice

Nevýhody regulace tlaku plynu expanzní turbínou

- Vyšší pořizovací náklady
- Vyšší náklady na předehřev plynu
- Složitější konstrukce

2 POPIS KOGENERAČNÍ JEDNOTKY

Kogenerační jednotku navrhují jako samostatný objekt v blízkosti modernizovaného areálu společnosti ENEZA, s. r. o. Kogenerační jednotka bude sloužit ke snížení tlaku zemního plynu z 2,2 MPa dodávaného společností RWE Transgas a.s. na tlak 0,6 MPa, k výrobě elektrické energie a k dodávce tepla v teplé vodě. V současné době se zemní plyn redukuje pro potřeby rozvodné sítě ENERGETIKY TŘINEC, a. s. na tyto parametry v redukční stanici, která je vzdálená 600 m. Vyrobená elektrická a tepelná energie pokryje spotřebu nového areálu společnosti ENEZA, s. r. o. Přebytek elektrické energie bude prodáván do distribuční sítě ČEZ, a. s. nebo ostatním firmám sousedícím s novým areálem společnosti ENEZA, s.r.o. Pro udržování konstantní účinnosti kogenerační jednotky je dodávka tepla přímo závislá od průtočného množství zemního plynu. Rozdíl mezi výrobou a spotřebou tepla navrhují kompenzovat netlakovou nádobou odpovídajícího objemu. Další možná varianta kompenzace rozdílu v dodávce tepla je použití kogenerační jednotky ORC v teplovodní části. V případě přebytku tepla z plynové kotle bude ORC vyrábět další elektrickou energii a požadované množství tepla v teplé vodě. Nevýhodou tohoto řešení je zvýšení investičních nákladů. Výpočty kogenerační jednotky jsem provedl na jmenovitý průtok zemního plynu $20000 \text{ m}^3_{\text{N}} \cdot \text{hod}^{-1}$.

Zemní plyn o tlaku 2,2 MPa a teplotě 10°C vstupuje do kogenerační jednotky dvěma uzavíracími ventily. Mezi uzavírací ventily jsou vloženy dva kusy odvzdušňovacích ventilů pro bezpečné odstavení kogenerační jednotky. Za uzavíracími ventily je umístěno kompaktní měřidlo průtočného množství zemního plynu. Druhé měřidlo průtočného množství je umístěno i na výstupním potrubí. Rozdíl průtočného množství zemního plynu je vlastní spotřeba pro provoz kogenerační jednotky. Z kompaktního měřidla zemní plyn pokračuje přes uzavírací armaturu do dvou filtrů. Kapacita jednoho filtru je minimálně 100 % jmenovitého průtoku. V provozu bude pouze jeden filtr. Druhý filtr slouží jako záloha pro případ poruchy nebo čištění prvního filtru. Filtry jsou vybaveny odpovídajícími uzavíracími armaturami, včetně odvzdušnění, aby šlo bezpečně za provozu odstavit požadovaný filtr. Za filtry je zemní plyn rozdělen na hlavní a záložní okruh.

Záložní okruh bude v provozu pouze v případě poruchy na hlavním okruhu. Záložní okruh je vybaven odpovídajícími armaturami, tepelným stojatým výměníkem VS 150 dodávaným společností STROJON s. r. o., standardním regulátorem tlaku C26 525 540 a horkovodním kotlem K2 pro ohřev zemního plynu na požadovanou teplotu. Zemní plyn se před redukčním ventilem musí ohřát na takovou teplotu, aby jeho teplota po škrcení neklesla pod 5°C . Vzhledem k tomu, že záložní okruh bude využíván pouze v době odstávky hlavního okruhu, nemohu k ohřevu plynu využít teplo hlavního kotle K1. Kogenerační jednotku navrhují vybavit záložním okruhem, jelikož nelze v případě poruchy

na hlavním okruhu, přerušit dodávku zemního plynu o tlaku 0,6 MPa konečným zákazníkům.

V hlavním okruhu zemní plyn pokračuje přes odpovídající uzavírací armatury včetně odvzdušňovacích armatur k rekuperativnímu výměníku. Před rekuperativní výměník jsem umístil tlakovou nádobu s dusíkem. Stlačeného dusíku v tlakové nádobě musí být takové množství, aby se v případě poruchy mohlo bezpečně zadusíkovat potrubí před montážními pracemi. Z důvodu minimální tlakové ztráty, jsem navrhl rekuperativní výměník jako rovnotrubný. Dokumentace k rekuperativnímu výměníku je součástí této diplomové práce. Rekuperativní výměník, jsem pro danou kogenerační jednotku, navrhl z důvodu optimálního využití tepla zemního plynu z expanzní turbíny. Teplota zemního plynu z expanzní turbíny je 473°C. Nižší teplotu z důvodu termodynamických zákonů při účinnosti turbíny 60 % nelze dosáhnout. Rekuperativním výměníkem si předehřeji zemní plyn na teplotu 450°C. Dále jsem ještě před rekuperativní výměník umístil propojovací potrubí, které bude sloužit k automatickému vyrovnání výstupního tlaku. Propojovací potrubí je vybaveno odpovídajícími armaturami, tepelným stojatým výměníkem VS 150 dodávaným společností STROJON s. r. o., standardním regulátorem tlaku C26 525 540. Tento regulátor bude nastaven na tlak 0,58 MPa. Při poklesu tlaku ve výstupním potrubí pod tuto hodnotu, se tlak automaticky vyrovná na požadované parametry. Zdrojem tepla pro stojatý výměník je hlavní kotel K1. V tomto výměníku bude trvale udržován zemní plyn na požadované teplotě, pro případ okamžitého zprovoznění propojovacího potrubí.

Ohřev stlačeného zemního plynu na teplotu 600°C provedu v hlavním kotli K1. Použitím regenerativního výměníku ušetřím značné množství potřebného tepla pro požadovaný ohřev na 600°C. Další výhodou daného výměníku je, že v případě vnitřní netěsnosti, nedojde ke znehodnocení průtočného zemního plynu. Rekuperativní výměník navrhuji na středotlaké straně vybavit bajpasovým potrubím a armaturou pro případ, že při ohřevu plynu v hlavním kotli K1, by došlo ke krátkodobému ohřevu nad stanovenou teplotu 600°C. V tomto případě dojde k promíchání teplého a studeného zemního plynu a tím k okamžitému ochlazení zemního plynu na požadovanou teplotu.

Zdrojem energie pro hlavní i záložní kotel bude expandovaný zemní plyn, který bude před kotli snížen na požadovaný tlak dle požadavku výrobce plynových hořáků. Hlavní plynový kotel navrhuji jako přetlakový. Požadovaný přetlak v kotli bude vytvořen ventilátory spalovacího vzduchu. Hlavní kotel je vybaven vodní a vzduchovou částí. Vodní část bude sloužit k dochlazení spalín na minimální teplotu. Odvedené teplo vodní části hlavního kotle bude sloužit k dodávkám teplé vody pro nový výrobní areál společnosti ENEZA, a. s. Vzduchová část bude sloužit k předehřátí spalovacího vzduchu a regulaci rozdílů mezi vyrobeným a spotřebovaným teplem v teplé vodě. Pro regulaci teploty a

průtočného množství spalovacího vzduchu kotlem slouží propojovací potrubí s regulační klapkou.

Výpočet kotlů není součástí mé diplomové práce. Pouze pro výpočty ekonomické návratnosti kogenerační jednotky provedu hrubý výpočet hlavního kotle.

Výstupní zemní plyn z hlavního kotle o teplotě 600°C a tlaku 2,1 MPa je přiveden do dvou expanzních turbín NTR450 společnosti GWRD s. r. o., kde expanduje na tlak 0,63 MPa a teplotu 473°C. Získaná energie z expanzní turbíny se v asynchronním generátoru přetransformuje na elektrickou energii. Takto vyrobená energie bude pokrývat spotřebu nového výrobního areálu společnosti ENEZA, a. s. Pouze přebytek vyrobené elektrické energie bude vyveden do distribuční sítě společnosti ČEZ, a. s. Do distribuční sítě společnosti ČEZ, a. s., navrhuji dodávat pouze přebytek vyrobené energie z důvodu rozdílné výkupní a prodejní celkové ceny elektrické energie. Expanzní turbínu s asynchronním generátorem, navrhuji umístit v samostatném uzavřeném boxu, ze kterého bude odsáván vzduch sacím ventilátorem do hlavního kotle. Tímto řešením v případě minimálního úniku zemního plynu přes ucpávky rotující části, dojde k odsátí zemního plynu a jeho spálení v hlavním kotli. Zajištění 100 % těsnosti ucpávky rotujících částí turbíny by bylo dosti finančně nákladné. Nasáváním spalovacího vzduchu přes box turbíny s generátorem dojde i k odvedení tepla. Výpočet expanzní turbíny, není součástí mé diplomové práce, proto použiji nabídku společnosti GWRD s. r. o.

Expandovaný zemní plyn se v rekuperativním výměníku ochladí na teplotu 30°C. Ochlazení zemního plynu na teplotu 30°C je nutné z bezpečnostního a technického hlediska. Za výměníkem je odebráno potřebné množství zemního plynu pro spalování v hlavním nebo záložním kotli. Výstupní zemní plyn o tlaku 0,6 MPa a teplotě 30°C je přes uzavírací a odvzdušňovací armatury veden zpět do výstupního potrubí a dopravován ke stávajícím zákazníkům o požadovaném tlaku.

Výhodou této metody je několikanásobně vyšší množství vyrobené elektrické energie, v porovnání s expanzní turbínou o shodném průtočném množství, ale předeřevem na nízkou teplotu. Z důvodu minimalizování tlakových ztrát, jsem ve výpočtech volil rychlost zemního plynu kolem 10 m.s^{-1} .



Obrázek 2.1 – Grafický návrh budovaného areálu firmy ENEZA, s.r.o. [ENEZA, s.r.o.]

3 VÝPOČTY PARAMETRŮ ZEMNÍHO PLYNU

3.1 Výpočet skutečného objemového množství

Výpočet objemového množství zemního plynu při teplotě 283,15 K a tlaku 2,2 MPa.

V_{zp1}	skutečný objemový průtok zemního plyn	?	$[m^3.s^{-1}]$
V_{zpN}	objemový průtok ZP za normálních podmínek	5,556	$[m^3_{N}.s^{-1}]$
T_1	teplota zemního plynu	283,15	[K]
T_N	teplota zemního plynu normální	273,15	[K]
p_1	tlak zemního plynu	2,2	[MPa]
p_N	tlak zemního plynu normální	0,101325	[MPa]

$$V_{zp1} = V_{zpN} \times \frac{p_N}{p_1} \times \frac{T_1}{T_N}$$

$$V_{zp1} = 5,556 \times \frac{0,101325}{2,2} \times \frac{283,15}{273,15} \quad [m^3.s^{-1}] \quad (3.1)$$

$$V_{zp1} = 0,265 \quad [m^3.s^{-1}]$$

Výpočet objemového množství zemního plynu při teplotě 283,15 K a tlaku 2,18 MPa.

V_{zp2}	skutečný objemový průtok zemního plynu	?	$[m^3.s^{-1}]$
V_{zpN}	objemový průtok ZP za normálních podmínek	5,556	$[m^3_N.s^{-1}]$
T_2	teplota zemního plynu	283,15	[K]
T_N	teplota zemního plynu normální	273,15	[K]
p_2	tlak zemního plynu	2,18	[MPa]
p_N	tlak zemního plynu normální	0,101325	[MPa]

$$V_{zp2} = V_{zpN} \times \frac{p_N}{p_2} \times \frac{T_2}{T_N}$$

$$V_{zp2} = 5,556 \times \frac{0,101325}{2,18} \times \frac{283,15}{273,15} \quad [m^3.s^{-1}] \quad (3.2)$$

$$V_{zp2} = 0,268 \quad [m^3.s^{-1}]$$

Výpočet objemového množství zemního plynu při teplotě 723,15 K a tlaku 2,15 MPa.

V_{zp3}	skutečný objemový průtok zemního plynu	?	$[m^3.s^{-1}]$
V_{zpN}	objemový průtok ZP za normálních podmínek	5,556	$[m^3_N.s^{-1}]$
T_3	teplota zemního plynu	723,15	[K]
T_N	teplota zemního plynu normální	273,15	[K]
p_3	tlak zemního plynu	2,15	[MPa]
p_N	tlak zemního plynu normální	0,101325	[MPa]

$$V_{zp3} = V_{zpN} \times \frac{p_N}{p_3} \times \frac{T_3}{T_N}$$

$$V_{zp3} = 5,556 \times \frac{0,101325}{2,15} \times \frac{723,15}{273,15} \quad [m^3.s^{-1}] \quad (3.3)$$

$$V_{zp3} = 0,694 \quad [m^3.s^{-1}]$$

Výpočet objemového množství zemního plynu při teplotě 873,15 K a tlaku 2,1 MPa.

V_{zp4}	skutečný objemový průtok zemního plynu	?	$[m^3.s^{-1}]$
V_{zpN}	objemový průtok ZP za normálních podmínek	5,556	$[m^3_{N}.s^{-1}]$
T_4	teplota zemního plynu	873,15	[K]
T_N	teplota zemního plynu normální	273,15	[K]
p_4	tlak zemního plynu	2,1	[MPa]
p_N	tlak zemního plynu normální	0,101325	[MPa]

$$V_{zp4} = V_{zpN} \times \frac{p_N}{p_4} \times \frac{T_4}{T_N}$$
$$V_{zp4} = 5,556 \times \frac{0,101325}{2,1} \times \frac{873,15}{273,15} \quad [m^3.s^{-1}] \quad (3.4)$$
$$V_{zp4} = 0,857 \quad [m^3.s^{-1}]$$

Výpočet objemového množství zemního plynu při teplotě 746,15 K a tlaku 0,63 MPa.

V_{zp5}	skutečný objemový průtok zemního plynu	?	$[m^3.s^{-1}]$
V_{zpN}	objemový průtok ZP za normálních podmínek	5,556	$[m^3_{N}.s^{-1}]$
T_5	teplota zemního plynu	746,15	[K]
T_N	teplota zemního plynu normální	273,15	[K]
p_5	tlak zemního plynu	0,63	[MPa]
p_N	tlak zemního plynu normální	0,101325	[MPa]

$$V_{zp5} = V_{zpN} \times \frac{p_N}{p_5} \times \frac{T_5}{T_N}$$
$$V_{zp5} = 5,556 \times \frac{0,101325}{0,63} \times \frac{746,15}{273,15} \quad [m^3.s^{-1}] \quad (3.5)$$
$$V_{zp5} = 2,441 \quad [m^3.s^{-1}]$$

Výpočet objemového množství zemního plynu při teplotě 303,15 K a tlaku 0,6 MPa.

V_{zp6}	skutečný objemový průtok zemního plynu	?	$[m^3.s^{-1}]$
V_{zpN}	objemový průtok ZP za normálních podmínek	5,556	$[m^3_N.s^{-1}]$
T_6	teplota zemního plynu	303,15	[K]
T_N	teplota zemního plynu normální	273,15	[K]
p_6	tlak zemního plynu	0,6	[MPa]
p_N	tlak zemního plynu normální	0,101325	[MPa]

$$V_{zp6} = V_{zpN} \times \frac{p_N}{p_6} \times \frac{T_6}{T_N}$$

$$V_{zp6} = 5,556 \times \frac{0,101325}{0,6} \times \frac{303,15}{273,15} \quad [m^3.s^{-1}] \quad (3.6)$$

$$V_{zp6} = 1,041 \quad [m^3.s^{-1}]$$

Výpočet objemového množství zemního plynu při teplotě 293,14 K a tlaku 0,6 MPa.

V_{zp7}	skutečný objemový průtok zemního plynu	?	$[m^3.s^{-1}]$
V_{zpN}	objemový průtok ZP za normálních podmínek	5,556	$[m^3_N.s^{-1}]$
T_7	teplota zemního plynu	293,15	[K]
T_N	teplota zemního plynu normální	273,15	[K]
p_7	tlak zemního plynu	0,6	[MPa]
p_N	tlak zemního plynu normální	0,101325	[MPa]

$$V_{zp7} = V_{zpN} \times \frac{p_N}{p_7} \times \frac{T_7}{T_N}$$

$$V_{zp7} = 5,556 \times \frac{0,101325}{0,6} \times \frac{293,15}{273,15} \quad [m^3.s^{-1}] \quad (3.7)$$

$$V_{zp7} = 1,007 \quad [m^3.s^{-1}]$$

Výpočet objemového množství zemního plynu při teplotě 303,15 K a tlaku 0,6 MPa.

V_{zp8}	skutečný objemový průtok zemního plynu	?	$[m^3.s^{-1}]$
V_{zpN}	objemový průtok ZP za normálních podmínek	0,123	$[m^3_N.s^{-1}]$
T_8	teplota zemního plynu	303,15	[K]
T_N	teplota zemního plynu normální	273,15	[K]
p_8	tlak zemního plynu	0,6	[MPa]
p_N	tlak zemního plynu normální	0,101325	[MPa]

$$V_{zp8} = V_{zpN} \times \frac{p_N}{p_8} \times \frac{T_8}{T_N}$$

$$V_{zp8} = 0,123 \times \frac{0,101325}{0,6} \times \frac{303,15}{273,15} \quad [m^3.s^{-1}] \quad (3.8)$$

$$V_{zp8} = 0,023 \quad [m^3.s^{-1}]$$

3.2 Výpočet minimální světlosti potrubí

Výpočet minimální světlosti potrubí při průtoku 0,265 m³.s⁻¹

d_1	minimální světlost potrubí	?	[m]
V_{zp1}	skutečný objemový průtok zemního plynu	0,265	$[m^3.s^{-1}]$
v_d	doporučená rychlost zemního plynu	10	$[m.s^{-1}]$
DN_1	doporučená světlost	?	[mm]

$$V_{zp1} = \frac{\pi \times d_1^2}{4} \times v_d \Rightarrow d_1 = \sqrt{\frac{4 \times V_{zp1}}{\pi \times v_d}}$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \times 0,265}{\pi \times 10}} \quad [m] \quad (3.9)$$

$$d_1 = 0,184 \quad [m] \Rightarrow DN_1 = 200 \quad [mm]$$

Výpočet minimální světlosti potrubí při průtoku 0,694 m³.s⁻¹

d ₃	minimální světlost potrubí	?	[m]
V _{zp3}	skutečný objemový průtok zemního plynu	0,694	[m ³ .s ⁻¹]
v _d	doporučená rychlost zemního plynu	10	[m.s ⁻¹]
DN ₃	doporučená světlost	?	[mm]

$$V_{zp3} = \frac{\pi \times d_3^2}{4} \times v_d \Rightarrow d_3 = \sqrt{\frac{4 \times V_{zp3}}{\pi \times v_d}}$$
$$d_3 = \sqrt{\frac{4 \times 0,694}{\pi \times 10}} \quad [m] \quad (3.10)$$
$$d_3 = 0,297 \quad [m] \Rightarrow DN_3 = 300 \quad [mm]$$

Výpočet minimální světlosti potrubí při průtoku 0,857 m³.s⁻¹

d ₄	minimální světlost potrubí	?	[m]
V _{zp4}	skutečný objemový průtok zemního plynu	0,857	[m ³ .s ⁻¹]
v _d	doporučená rychlost zemního plynu	10	[m.s ⁻¹]
DN ₄	doporučená světlost	?	[mm]

$$V_{zp4} = \frac{\pi \times d_4^2}{4} \times v_d \Rightarrow d_4 = \sqrt{\frac{4 \times V_{zp4}}{\pi \times v_d}}$$
$$d_4 = \sqrt{\frac{4 \times 0,857}{\pi \times 10}} \quad [m] \quad (3.11)$$
$$d_4 = 0,330 \quad [m] \Rightarrow DN_4 = 350 \quad [mm]$$

Výpočet minimální světlosti potrubí při průtoku 2,441 m³.s⁻¹

d_5	minimální světlost potrubí	?	[m]
V_{zp5}	skutečný objemový průtok zemního plynu	2,441	[m ³ .s ⁻¹]
v_d	doporučená rychlost zemního plynu	10	[m.s ⁻¹]
DN_5	doporučená světlost	?	[mm]

$$V_{zp5} = \frac{2 \times \pi \times d_5^2}{4} \times v_d \Rightarrow d_5 = \sqrt{\frac{4 \times V_{zp5}}{2 \times \pi \times v_d}}$$
$$d_5 = \sqrt{\frac{4 \times 2,441}{2 \times \pi \times 10}} \quad [m] \quad (3.12)$$
$$d_5 = 0,394 \quad [m] \Rightarrow DN_5 = 400 \quad [mm]$$

Výpočet minimální světlosti potrubí při průtoku 1,041 m³.s⁻¹

d_6	minimální světlost potrubí	?	[m]
V_{zp6}	skutečný objemový průtok zemního plynu	1,041	[m ³ .s ⁻¹]
v_d	doporučená rychlost zemního plynu	10	[m.s ⁻¹]
DN_6	doporučená světlost	?	[mm]

$$V_{zp6} = \frac{\pi \times d_6^2}{4} \times v_d \Rightarrow d_6 = \sqrt{\frac{4 \times V_{zp6}}{\pi \times v_d}}$$
$$d_6 = \sqrt{\frac{4 \times 1,041}{\pi \times 10}} \quad [m] \quad (3.13)$$
$$d_6 = 0,364 \quad [m] \Rightarrow DN_6 = 350 \quad [mm]$$

Výpočet minimální světlosti potrubí při průtoku 0,023 m³.s⁻¹

d ₈	minimální světlost potrubí	?	[m]
V _{zp8}	skutečný objemový průtok zemního plynu	0,023	[m ³ .s ⁻¹]
v _d	doporučená rychlost zemního plynu	10	[m.s ⁻¹]
DN ₈	doporučená světlost	?	[mm]

$$V_{zp7} = \frac{\pi \times d_7^2}{4} \times v_d \Rightarrow d_7 = \sqrt{\frac{4 \times V_{zp7}}{\pi \times v_d}}$$
$$d_7 = \sqrt{\frac{4 \times 0,023}{\pi \times 10}} \quad [m] \quad (3.14)$$
$$d_7 = 0,054 \quad [m] \Rightarrow DN_7 = 50 \quad [mm]$$

3.3 Výpočet tloušťky stěny potrubí

Výpočet tloušťky stěny potrubí DN200, teplota plynu do 20°C

Materiál trubky		P265 GH	
D ₁	průměr trubky vnější	219,1	[mm]
t ₁	tloušťka stěny trubky	6,3	[mm]
Ks ₁	mez kluzu při výpočtové teplotě	265	[MPa]
fs ₁	dovolené namáhání při výpočtové teplotě	176	[MPa]
Δp ₁	přetlak výpočtový	2,2	[MPa]

$$t_{1dov} = \frac{D_1 \times \Delta p_1}{(2 \times fs_1 - \Delta p_1) + 2 \times \Delta p_1}$$
$$t_{1dov} = \frac{219,1 \times 2,2}{(2 \times 176 - 2,2) + 2 \times 2,2} \quad (3.15)$$
$$t_{1dov} = 1,36 \quad [mm] \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Výpočet tloušťky stěny potrubí DN300; teplota plynu do 450°C

	Materiál trubky	P265 GH	
D ₃	průměr trubky vnější	323,9	[mm]
t ₃	tloušťka stěny trubky	7,1	[mm]
Ks ₃	mez kluzu při výpočtové teplotě	128	[MPa]
fs ₃	dovolené namáhání při výpočtové teplotě	85	[MPa]
Δp ₃	přetlak výpočtový	2,2	[MPa]

$$t_{3dov} = \frac{D_3 \times \Delta p_3}{(2 \times fs_3 - \Delta p_3) + 2 \times \Delta p_3}$$
$$t_{3dov} = \frac{323,9 \times 2,2}{(2 \times 85 - 2,2) + 2 \times 2,2} \quad (3.16)$$
$$t_{3dov} = 4,13 \text{ [mm]} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Výpočet o tloušťky stěny potrubí DN350; teplota plynu do 600°C

	Materiál trubky	14MoV6-3	
D ₄	průměr trubky vnější	355,6	[mm]
t ₄	tloušťka stěny trubky	10	[mm]
Ks ₄	mez kluzu při výpočtové teplotě	100	[MPa]
fs ₄	dovolené namáhání při výpočtové teplotě	66	[MPa]
Δp ₄	přetlak výpočtový	2,1	[MPa]

$$t_{4dov} = \frac{D_4 \times \Delta p_4}{(2 \times fs_4 - \Delta p_4) + 2 \times \Delta p_4}$$
$$t_{4dov} = \frac{355,6 \times 2,1}{(2 \times 66 - 2,1) + 2 \times 2,1} \quad (3.17)$$
$$t_{4dov} = 5,57 \text{ [mm]} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Výpočet o tloušťky stěny potrubí DN400; teplota plynu do 480°C

	Materiál trubky	P265 GH	
D ₅	průměr trubky vnější	406,4	[mm]
t ₅	tloušťka stěny trubky	8,8	[mm]
Ks ₅	mez kluzu při výpočtové teplotě	128	[MPa]
fs ₅	dovolené namáhání při výpočtové teplotě	85	[MPa]
Δp ₅	přetlak výpočtový	0,7	[MPa]

$$t_{5dov} = \frac{D_5 \times \Delta p_5}{(2 \times fs_5 - \Delta p_5) + 2 \times \Delta p_5}$$
$$t_{5dov} = \frac{406,4 \times 0,7}{(2 \times 85 - 0,7) + 2 \times 0,7} \quad (3.18)$$
$$t_{5dov} = 1,67 \text{ [mm]} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Výpočet o tloušťky stěny potrubí DN350; teplota plynu do 30°C

	Materiál trubky	P265 GH	
D ₆	průměr trubky vnější	355,6	[mm]
t ₆	tloušťka stěny trubky	8	[mm]
Ks ₆	mez kluzu při výpočtové teplotě	260	[MPa]
fs ₆	dovolené namáhání při výpočtové teplotě	173	[MPa]
Δp ₆	přetlak výpočtový	0,6	[MPa]

$$t_{6dov} = \frac{D_6 \times \Delta p_6}{(2 \times fs_6 - \Delta p_6) + 2 \times \Delta p_6}$$
$$t_{6dov} = \frac{355,6 \times 0,6}{(2 \times 173 - 0,6) + 2 \times 0,6} \quad (3.19)$$
$$t_{6dov} = 0,62 \text{ [mm]} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Výpočet o tloušťky stěny potrubí DN50; teplota plynu do 30°C

	Materiál trubky	P265 GH	
D ₈	průměr trubky vnější	60,3	[mm]
t ₈	tloušťka stěny trubky	3,2	[mm]
Ks ₈	mez kluzu při výpočtové teplotě	260	[MPa]
fs ₈	dovolené namáhání při výpočtové teplotě	173	[MPa]
Δp ₈	přetlak výpočtový	0,7	[MPa]

$$t_{8dov} = \frac{D_8 \times \Delta p_8}{(2 \times fs_8 - \Delta p_8) + 2 \times \Delta p_8}$$
$$t_{8dov} = \frac{60,3 \times 0,7}{(2 \times 173 - 0,7) + 2 \times 0,7} \quad (3.20)$$
$$t_{8dov} = 0,12 \text{ [mm]} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Výpočet o tloušťky stěny potrubí DN10; teplota plynu do 460°C

	Materiál trubky	P265 GH	
D ₁₁	průměr trubky vnější	13,5	[mm]
t ₁₁	tloušťka stěny trubky	2	[mm]
Ks ₁₁	mez kluzu při výpočtové teplotě	100	[MPa]
fs ₁₁	dovolené namáhání při výpočtové teplotě	66	[MPa]
Δp ₁₁	přetlak výpočtový	1,5	[MPa]

$$t_{11dov} = \frac{D_{11} \times \Delta p_{11}}{(2 \times fs_{11} - \Delta p_{11}) + 2 \times \Delta p_{11}}$$
$$t_{11dov} = \frac{13,5 \times 1,5}{(2 \times 66 - 1,5) + 2 \times 1,5} \quad (3.21)$$
$$t_{11dov} = 0,24 \text{ [mm]} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Výpočet o tloušťky stěny rekuperativního výměníku; teplota plynu do 480°C

	Materiál trubky	P265 GH	
D ₁₂	průměr trubky vnější	2032	[mm]
t ₁₂	tloušťka stěny trubky	16	[mm]
Ks ₁₂	mez kluzu při výpočtové teplotě	100	[MPa]
fs ₁₂	dovolené namáhání při výpočtové teplotě	66	[MPa]
Δp ₁₁	přetlak výpočtový	0,7	[MPa]

$$t_{12dov} = \frac{D_{12} \times \Delta p_{12}}{(2 \times fs_{12} - \Delta p_{12}) + 2 \times \Delta p_{12}}$$

$$t_{12dov} = \frac{2032 \times 0,7}{(2 \times 66 - 0,7) + 2 \times 0,7} \quad (3.22)$$

$$t_{12dov} = 10,72 \text{ [mm]} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Výpočet o tloušťky stěny nádoby na dusík; teplota plynu do 20°C

	Materiál trubky	P265 GH	
D ₁₅	průměr trubky vnější	1032	[mm]
t ₁₅	tloušťka stěny trubky	16	[mm]
Ks ₁₅	mez kluzu při výpočtové teplotě	265	[MPa]
fs ₁₅	dovolené namáhání při výpočtové teplotě	176	[MPa]
Δp ₁₅	přetlak výpočtový	4	[MPa]

$$t_{15dov} = \frac{D_{15} \times \Delta p_{15}}{(2 \times fs_{15} - \Delta p_{15}) + 2 \times \Delta p_{15}}$$

$$t_{15dov} = \frac{1032 \times 4}{(2 \times 176 - 4) + 2 \times 4} \quad (3.23)$$

$$t_{15dov} = 10,72 \text{ [mm]} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

4 VÝPOČTY REKUPERATIVNÍHO VÝMĚNÍKU ZEMNÍHO PLYNU

Návrh trubkového výměníku pro ohřev zemního plynu z teploty 10°C na teplotu 450°C. Vstupní tlak plynu bude 2,18 MPa. Předpokládaná tlaková ztráta výměníku bude 0,03 MPa. Množství vstupního zemního plynu je 20000 m³_N.hod⁻¹. Zemní plyn se bude ohřívat expandovaným zemním plynem o vstupní teplotě 473°C a výstupní teplotě 30°C. Výstupní tlak plynu bude 0,6 MPa. Předpokládaná tlaková ztráta výměníku bude 0,03 MPa.

Dáno:

T ₂	teplota zemního plynu, vstupní	10	[°C] – 283,15 [K]
T ₃	teplota zemního plynu, výstupní	450	[°C] – 723,15 [K]
T ₅	teplota zemního plynu, vstupní	473	[°C] – 746,15 [K]
T ₆	teplota zemního plynu, výstupní	30	[°C] – 303,15 [K]
T _N	teplota zemního plynu, normální	0	[°C] – 273,15 [K]
p ₂	tlak zemního plynu	2,18	[MPa]
p _N	tlak zemního plynu, normální	0,101325	[MPa]
V _{zpN}	objemové množství vstupního zemního plynu	20000	[m ³ _N .hod ⁻¹]

4.1 Výpočet tepelné bilance výměníku

Hodnoty plynu: teplota 273,15 K, tlak 0,101325 MPa, hodnoty dle literatury [3]

ρ _{zpN}	hustota zemního plynu, normální	0,73	[kg.m ³]
p ₂	tlak zemního plynu, vstupní	2,18	[MPa]
p ₃	tlak zemního plynu, výstupní	2,15	[MPa]
p ₅	tlak zemního plynu expandovaného, vstupní	0,63	[MPa]
p ₆	tlak zemního plynu expandovaného, výstupní	0,6	[MPa]
T ₂	teplota zemního plynu, vstupní	10	[°C] – 283,15 [K]

Výpočet hmotnostního množství zemního plynu

ρ_{zpN}	hustota zemního plynu, normální	0,73	[kg.m ³]
V_{zpN}	objemové množství vstupního zemního plynu	20000	[m ³ _N .hod ⁻¹]

$$\begin{aligned}m_{zpN} &= V_{zpN} \times \rho_{zpN} \times \frac{1}{3600} \\m_{zpN} &= 20000 \times 0,73 \times \frac{1}{3600} \\m_{zpN} &= 4,0556 \quad [kg.s^{-1}]\end{aligned}\tag{4.1}$$

Výpočet střední teploty zemního plynu

T_2	teplota zemního plynu, vstupní	283,15	[K]
T_3	teplota zemního plynu, výstupní	723,15	[K]

$$\begin{aligned}T_{11} &= \frac{T_2 + T_3}{2} \\T_{11} &= \frac{283,15 + 723,15}{2} \\T_{11} &= 503,15 \quad [K] \\T_{11} &= 230 \quad [^{\circ}C]\end{aligned}\tag{4.2}$$

Výpočet středního tlaku zemního plynu

p_2	tlak zemního plynu, vstupní	2,18	[MPa]
p_3	tlak zemního plynu, výstupní	2,15	[MPa]

$$\begin{aligned}p_{11} &= \frac{p_2 + p_3}{2} \\p_{11} &= \frac{2,18 + 2,15}{2} \\p_{11} &= 2,165 \quad [MPa]\end{aligned}\tag{4.3}$$

Výpočet hustoty zemního plynu při teplotě 503,15 K a tlaku 2,165 MPa

ρ_{zpN}	hustota zemního plynu, normální	0,473	[kg.m ³]
p_{11}	tlak zemního plynu, vstupní	2,165	[MPa]
p_N	tlak zemního plynu, normální	0,101325	[MPa]
T_{11}	teplota zemního plynu, vstupní	503,15	[K]

$$\begin{aligned}\rho_{zp11} &= \rho_{zpN} \times \frac{p_{11}}{p_N} \times \frac{T_N}{T_{11}} \\ \rho_{zp11} &= 0,473 \times \frac{2,165}{0,101325} \times \frac{273,15}{503,15} \quad [\text{kg.m}^{-3}] \\ \rho_{zp11} &= 8,46 \quad [\text{kg.m}^{-3}]\end{aligned}\quad (4.4)$$

Výpočet potřebného tepla pro ohřev zemního plynu

V_{zpN}	objemový průtok ZP za normálních podmínek	5,556	[m ³ _N .s ⁻¹]
c_{p11}	měrná tepelná kapacita zemního plynu	2,1	[kJ.m ⁻³ .K ⁻¹]
T_2	teplota zemního plynu, vstupní	283,15	[K]
T_3	teplota zemního plynu, výstupní	723,15	[K]

$$\begin{aligned}Q_{RV} &= V_{zpN} \times c_{p11} \times (T_3 - T_2) \\ Q_{RV} &= 5,556 \times 2,1 \times (723,15 - 283,15) \\ Q_{RV} &= 5134 \quad [\text{kW}]\end{aligned}\quad (4.5)$$

Výpočet střední teploty expandovaného zemního plynu

T_5	teplota expandovaného zemního plynu, vstupní	746,15	[K]
T_6	teplota expandovaného zemního plynu, výstupní	303,15	[K]

$$\begin{aligned}T_{12} &= \frac{T_5 + T_6}{2} \\ T_{12} &= \frac{746,15 + 303,15}{2} \\ T_{12} &= 524,65 \quad [\text{K}] \\ T_{12} &= 251,5 \quad [^{\circ}\text{C}]\end{aligned}\quad (4.6)$$

Výpočet středního tlaku zemního plynu

p_4	tlak zemního plynu, vstupní	0,63	[MPa]
p_5	tlak zemního plynu, výstupní	0,6	[MPa]

$$\begin{aligned}p_{12} &= \frac{p_4 + p_5}{2} \\p_{12} &= \frac{0,63 + 0,6}{2} \\p_{12} &= 0,615 \quad [\text{MPa}]\end{aligned}\tag{4.7}$$

4.2 Výpočet rychlosti plynu

Výpočet objemového množství zemního plynu při teplotě 503,15 K a tlaku 2,165 MPa.

V_{zp11}	skutečný objemový průtok zemního plynu	?	$[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$
V_{zpN}	objem zemního plynu za normálních podmínek	5,556	$[\text{m}^3_{\text{N}} \cdot \text{s}^{-1}]$
T_{11}	teplota zemního plynu	503,15	[K]
T_N	teplota zemního plynu, normální	273,15	[K]
p_{11}	tlak zemního plynu	2,165	[MPa]
p_N	tlak zemního plynu, normální	0,101325	[MPa]

$$\begin{aligned}V_{zp11} &= V_{zpN} \times \frac{p_N}{p_{11}} \times \frac{T_{11}}{T_N} \\V_{zp11} &= 5,556 \times \frac{0,101325}{2,165} \times \frac{503,15}{273,15} \quad [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] \\V_{zp11} &= 0,479 \quad [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]\end{aligned}\tag{4.8}$$

Výpočet střední rychlosti zemního plynu

Pro výpočet jsem volil, že výměník bude složen z 6281 trubek 13,5 x 2

d_{11}	vnitřní průměr trubky	0,0095	[m]
V_{zp11}	skutečný objemový průtok zemního plynu	0,479	[m ³ .s ⁻¹]
n	počet trubek	8420	[ks]

$$w_{11} = \frac{V_{zp11}}{\frac{\pi \times d_{11}^2}{4} \times n}$$
$$w_{11} = \frac{0,479}{\frac{\pi \times 0,0095^2}{4} \times 8420} \quad (4.9)$$
$$w_{11} = 0,81 \quad [m.s^{-1}]$$

4.3 Výpočet součinitele přestupu tepla zemního plynu α_1

Vlastnosti zemního plynu při teplotě 503,15 K, hodnoty dle literatury [3]:

c_{p11}	měrná tepelná kapacita	2,1	[kJ.m ⁻³ .K ⁻¹]
d_{11}	vnitřní průměr trubky	0,0095	[m]
ν_{11}	kinetická viskozita	0,00004	[m ² .s ⁻¹]
λ_{11}	tepelná vodivost	0,058	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
w_{11}	střední rychlost zemního plynu	0,81	[m.s ⁻¹]

Výpočet Reynoldsova kritéria

$$Re_{11} = \frac{w_{11} \times d_{11}}{\nu_{11}}$$
$$Re_{11} = \frac{0,81 \times 0,0095}{0,00004} \quad (4.10)$$
$$Re_{11} = 192 \quad [1]$$

Laminární proudění

Výpočet hustoty zemního plynu při teplotě 503,15 K a tlaku 2,165 MPa

ρ_{zpN}	hustota zemního plynu, normální	0,73	[kg.m ³]
p_{11}	tlak zemního plynu, vstupní	2,165	[MPa]
p_N	tlak zemního plynu, normální	0,101325	[MPa]
T_{11}	teplota zemního plynu, vstupní	503,15	[K]

$$\begin{aligned}\rho_{zp11} &= \rho_{zpN} \times \frac{p_{11}}{p_N} \times \frac{T_N}{T_{11}} \\ \rho_{zp11} &= 0,73 \times \frac{2,165}{0,101325} \times \frac{273,15}{503,15} \quad [\text{kg.m}^{-3}] \\ \rho_{zp11} &= 8,46 \quad [\text{kg.m}^{-3}]\end{aligned}\quad (4.11)$$

Výpočet Prandtlova kritéria zemního plynu

ρ_{11}	hustota zemního plynu	8,46	[kg.m ³]
c_{p11}	měrná tepelná kapacita	2,1	[kJ.m ⁻³ .K ⁻¹]
ν_{11}	kinetická viskozita	0,00004	[m ² .s ⁻¹]
λ_{11}	tepelná vodivost	0,058	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]

$$\begin{aligned}\text{Pr}_{11} &= \frac{\rho_{11} \times c_{p11} \times \nu_{11}}{\lambda_{11}} \\ \text{Pr}_{11} &= \frac{8,46 \times 2100 \times 0,00004}{0,058} \\ \text{Pr}_{11} &= 12,25 \quad [1]\end{aligned}\quad (4.12)$$

Výpočet Grashofova kritéria

g	gravitační zrychlení	9,81	[m.s ⁻¹]
d_{11}	vnitřní průměr trubky	0,0095	[m]
ν_{11}	kinetická viskozita	0,00004	[m ² .s ⁻¹]
T_{11}	teplota zemního plynu, vstupní	503,15	[K]
Δt_{11}	rozdíl teplot	440	[K]

$$Gr = \frac{g \times d_{11}^3}{\nu_{11}^2} \times \frac{1}{T_{11}} \times \Delta t_{11}$$

$$Gr = \frac{9,81 \times 0,0095^3}{0,00004^2} \times \frac{1}{503,15} \times 440 \quad (4.13)$$

$$Gr = 4597 \quad [1]$$

Výpočet Nusseltova kritéria

Re_{11}	Reynoldsovo kritérium	192	[1]
Pr_{11}	Prandtlovo kritérium	12,25	[1]
Gr_{11}	Grashofovo kritérium	4597	[1]
ε_{L11}	opravný součinitel na neizotermické proudění	1	[1]

$$Nu_{11} = 0,74 \times (Re_{11} \times Pr_{11})^{0,2} \times (Gr_{11} \times Pr_{11})^{0,1} \times \varepsilon_{L11}$$

$$Nu_{11} = 0,74 \times (192 \times 12,25)^{0,2} \times (4597 \times 12,25)^{0,1} \times 1 \quad (4.14)$$

$$Nu_{11} = 6,4 \quad [1]$$

Výpočet součinitele přestupu α_1

$$Nu_{11} = \frac{\alpha_1 \times d_{11}}{\lambda_{11}} \Rightarrow \alpha_1 = \frac{Nu_{11} \times \lambda_{11}}{d_{11}}$$

$$\alpha_1 = \frac{6,4 \times 0,058}{0,0095} \quad (4.15)$$

$$\alpha_1 = 39,8 \quad [W.m^{-1}.K^{-1}]$$

4.4 Výpočet součinitele přestupu expandovaného zemního plynu α_2

Vlastnosti expandovaného ZP při teplotě 524,65 K a tlaku 0,615 MPa hodnoty dle literatury [3]:

c_{p12}	měrná tepelná kapacita expandovaného ZP	2,18	[kJ.m ⁻³ .K ⁻¹]
λ_{12}	součinitel tepelné vodivosti	0,06	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
ν_{12}	kinetická viskozita	0,000044	[m ² .s ⁻¹]

Výpočet ekvivalentního hydraulického průměru

Vnitřní průměr výměníku jsem volil D2000 mm

d_{12}	vnitřní šířka výměníku	2,0	[m]
n	počet trubek	8420	[ks]
D_{12}	vnější průměr trubky	0,0135	[m]

$$S_{12} = \frac{\pi \times D_{12}^2}{4} - \left(n \times \frac{\pi \times d_{12}^2}{4} \right)$$

$$S_{12} = \frac{\pi \times 2^2}{4} - \left(8420 \times \frac{\pi \times 0,0135^2}{4} \right) \quad (4.16)$$

$$S_{12} = 1,94 \quad [m^2]$$

$$o_{12} = (\pi \times D_{12}) + (n \times \pi \times d_{12})$$

$$o_{12} = (\pi \times 2) + (8420 \times \pi \times 0,0135) \quad (4.17)$$

$$o_{12} = 363,4 \quad [m]$$

$$dn_{12} = \frac{4 \times S_{12}}{o_{12}}$$

$$dn_{12} = \frac{4 \times 1,94}{363,4} \quad (4.18)$$

$$dn_{12} = 0,021 \quad [m]$$

Výpočet středního objemového průtoku expandovaného zemního plynu

V_{zpN}	objemové množství vstupního zemního plynu	20000	$[m^3_{N.hod^{-1}}]$
p_{12}	tlak zemního plynu expandovaného, střední	0,615	[MPa]
p_N	tlak zemního plynu, normální	0,101325	[MPa]
T_{12}	teplota zemního plynu expandovaného, střední	251,5	$[^{\circ}C] - 524,65 [K]$
T_N	teplota zemního plynu, normální	0	$[^{\circ}C] - 273,15 [K]$

$$V_{zp12} = V_{zpN} \times \frac{p_N}{p_{12}} \times \frac{T_{12}}{T_N}$$

$$V_{zp12} = 20000 \times \frac{0,101325}{0,615} \times \frac{524,65}{273,15} \quad (4.19)$$

$$V_{zp12} = 6310,97 \quad [m^3.hod^{-1}]$$

$$V_{zp12} = 1,75 \quad [m^3.s^{-1}]$$

Výpočet střední rychlosti expandovaného zemního plynu průměru

V_{zp12}	objemové množství ZP expandovaného, střední	1,75	$[m^3.s^{-1}]$
S	vnitřní průřez výměníku	1,94	$[m^2]$

$$w_{12} = \frac{V_{zp12}}{S}$$

$$w_{12} = \frac{1,75}{1,94} \quad (4.20)$$

$$w_{12} = 0,9 \quad [m.s^{-1}]$$

Výpočet Reynoldsova kritéria

w_{12}	střední rychlost spalin	0,9	$[m.s^{-1}]$
dn_{12}	ekvivalentní hydraulický průměr	0,021	[m]
ν_{12}	kinetická viskozita	0,000044	$[m^2.s^{-1}]$

$$Re_{12} = \frac{w_{12} \times dn_{12}}{\nu_{zp12}}$$

$$Re_{12} = \frac{0,9 \times 0,021}{0,000044} \quad (4.21)$$

$$Re_{12} = 429,5 \quad [1]$$

Laminární proudění

Výpočet hustoty zemního plynu při teplotě 523,15 K a tlaku 0,615 MPa

ρ_N	hustota zemního plynu, normální	0,73	[kg.m ³]
p_{12}	tlak zemního plynu, vstupní	0,615	[MPa]
p_N	tlak zemního plynu, normální	0,101325	[MPa]
T_{12}	teplota zemního plynu, vstupní	523,15	[K]

$$\rho_{12} = \rho_{pN} \times \frac{p_{12}}{p_N} \times \frac{T_N}{T_{12}}$$

$$\rho_{12} = 0,73 \times \frac{0,615}{0,101325} \times \frac{273,15}{523,15} \quad [\text{kg.m}^{-3}] \quad (4.22)$$

$$\rho_{12} = 2,28 \quad [\text{kg.m}^{-3}]$$

Výpočet Prandtlova kritéria zemního plynu expandovaného

c_{p12}	měrná tepelná kapacita expandovaného ZP	2,18	[kJ.m ⁻³ .K ⁻¹]
λ_{12}	součinitel tepelné vodivosti	0,062	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
ν_{12}	kinetická viskozita	0,000044	[m ² .s ⁻¹]

$$\text{Pr}_{12} = \frac{\rho_{12} \times c_{p12} \times \nu_{12}}{\lambda_{12}}$$

$$\text{Pr}_{12} = \frac{2,28 \times 2180 \times 0,000044}{0,062} \quad (4.23)$$

$$\text{Pr}_{12} = 3,53 \quad [\text{l}]$$

Výpočet Grashofova kritéria

g	gravitační zrychlení	9,81	[m.s ⁻²]
dn_{12}	charakteristický průměr	0,021	[m]
ν_{12}	kinetická viskozita	0,000044	[m ² .s ⁻¹]
T_{12}	teplota zemního plynu, střední	524,65	[K]
Δt_{12}	rozdíl teplot	443	[K]

$$\text{Gr}_{12} = \frac{g \times dn_{12}^3}{\nu_{12}^2} \times \frac{1}{T_{12}} \times \Delta t_{12}$$

$$\text{Gr} = \frac{9,81 \times 0,021^3}{0,000044^2} \times \frac{1}{523,65} \times 443 \quad (4.24)$$

$$\text{Gr} = 39700 \quad [\text{l}]$$

Výpočet Nusseltova kritéria

Re_{12}	Reynoldsovo kritérium	429,5	[1]
Pr_{12}	Prandtlovo kritérium	3,53	[1]
Gr_{12}	Grashofovo kritérium	39700	[1]
ε_{L12}	opravný součinitel na neizotermické proudění	1	[1]

$$\begin{aligned}Nu_{12} &= 0,74 \times (Re_{12} \times Pr_{12})^{0,2} \times (Gr_{12} \times Pr_{12})^{0,1} \times \varepsilon_{L12} \\Nu_{12} &= 0,74 \times (429,5 \times 3,53)^{0,2} \times (39700 \times 3,53)^{0,1} \times 1 \\Nu_{12} &= 10,47 \quad [1]\end{aligned}\tag{4.25}$$

Výpočet součinitele přestupu α_2

$$\begin{aligned}Nu_{12} &= \frac{\alpha_2 \times dn_{12}}{\lambda_{12}} \Rightarrow \alpha_2 = \frac{Nu_{12} \times \lambda_{12}}{dn_{12}} \\ \alpha_2 &= \frac{10,47 \times 0,062}{0,021} \\ \alpha_2 &= 30,91 \quad [W.m^{-1}.K^{-1}]\end{aligned}\tag{4.26}$$

4.5 Výpočet součinitele prostupu tepla trubkou k_l

Pro trubkovou část výměníku jsem zvolil dle literatury [4] materiál P265 GH rozměr trubky 13,5 x 2

α_1	součinitel přestupu tepla zemního plynu	39,8	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$
α_2	součinitel přestupu tepla spalin	30,9	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$
λ_{ocel}	součinitel tepelné vodivosti trubky	32,5	$[W.m^{-1}.K^{-1}]$
d_{11}	vnitřní průměr trubky	0,0095	[m]
D_{11}	vnější průměr trubky	0,0135	[m]

$$\begin{aligned}k_l &= \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_1 \times d_{11}} + \frac{1}{2 \times \lambda_{ocel}} \times \ln \frac{D_{11}}{d_{11}} + \frac{1}{\alpha_2 \times D_{11}}} \\ k_l &= \frac{\pi}{\frac{1}{39,8 \times 0,0095} + \frac{1}{2 \times 32,5} \times \ln \frac{0,0135}{0,0095} + \frac{1}{30,9 \times 0,0135}} \\ k_l &= 2,7 \quad [W.m^{-1}.K^{-1}]\end{aligned}\tag{4.27}$$

Výpočet středního logaritmického rozdílu teplot

T_2	teplota zemního plynu, vstupní	283,15	[K]
T_3	teplota zemního plynu, výstupní	723,15	[K]
T_5	teplota zemního plynu, vstupní	746,15	[K]
T_6	teplota zemního plynu, výstupní	303,15	[K]

$$\Delta T_{stř} = \frac{(T_5 - T_3) - (T_6 - T_2)}{\ln \frac{(T_5 - T_3)}{(T_6 - T_2)}}$$
$$\Delta T_{stř} = \frac{(746,15 - 723,15) - (303,15 - 283,15)}{\ln \frac{(746,15 - 723,15)}{(303,15 - 283,15)}} \quad (4.28)$$
$$\Delta T_{stř} = 21,5 \quad [K; ^\circ C]$$

Výpočet celkové délky trubky

Q_{RV}	teplo k ohřevu zemního plynu	5134000	[W]
k_l	součinitel přestupu tepla trubkou	2,7	$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$
$\Delta T_{stř}$	střední logaritmický rozdíl teplot	21,5	[K]

$$l_c = \frac{Q_{RV}}{k_l \times \Delta T_{stř}}$$
$$l_c = \frac{5134000}{2,7 \times 21,5} \quad (4.29)$$
$$l_c = 88440 \quad [m]$$

Výpočet délky jedné trubky

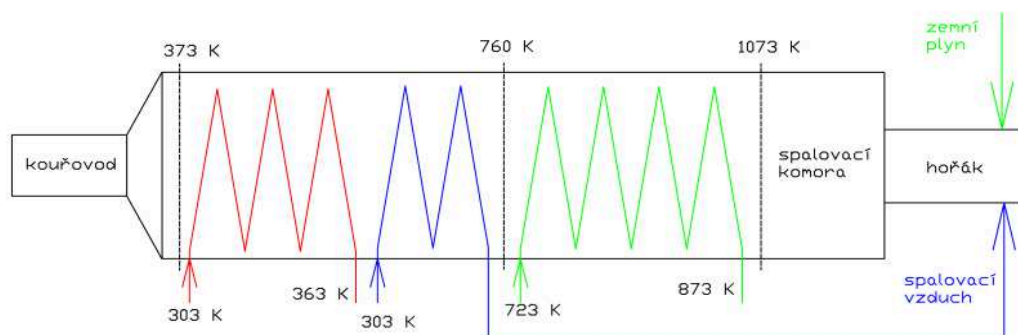
$$l = \frac{l_c}{n}$$
$$l = \frac{88440}{8420} \quad (4.30)$$
$$l = 10,5 \quad [m]$$

Pro ohřev zemního plynu navrhuji trubkový výměník s 8420ks trubkami 13,5 x 2. Délka trubek bude 11 m.

5 VÝPOČTY OSTATNÍCH PARAMETRŮ KOGENERAČNÍ JEDNOTKY S TURBÍNOU GWRD

5.1 Výpočet hlavního plynového kotle

Hlavní plynový kotel K1 se bude skládat ze tří prostorů. První prostor bude spalovací komora. Teplota spalin před ohřívákem plynu bude přibližně 800°C. Při této vstupní teplotě spalin bude maximální teplota stěny ohříváku 700°C. Tato teplota je pro materiál trubek ohříváku X6 CrNi18-10 vyhovující. Teplota spalin za ohřívákem plynu bude přibližně 487°C. Kdybych spaliny o této teplotě vedl přímo do komínu, byla by velká komínová ztráta a tím i velmi nízká účinnost kotle. K dalšímu využití tepla spalin bude mít navrhovaný kotel ještě ohřívák topné vody a ohřívák vzduchu. Výstupní teplota spalin do komína bude 100°C. Tepelný výkon v topné vodě kotle předpokládám, v rozmezí 500 - 1500 kW. Teplota spalovacího vzduchu před hořákem bude závislá na množství odebraného tepla vodním výměníkem.



Obrázek 5.1 – Schéma hlavního kotle K1 pro turbínu GWRD

Výpočet příkonu kotle pro ohřev zemního plynu

T_4	teplota zemního plynu	873,15	[K]
T_3	teplota zemního plynu, normální	723,15	[K]
V_{zpN}	objemový průtok ZP za normálních podmínek	5,556	[m.s ⁻¹]
c_p	měrná tepelná kapacita při 798,15 K	2,813	[kJ.m ⁻³ .K ⁻¹]

$$Q_{KM} = V_{zpN} \times c_p \times (T_4 - T_3)$$

$$Q_{KM} = 5,556 \times 2,813 \times (873,15 - 723,15) \quad (5.1)$$

$$Q_{KM} = 2341 \text{ [kW]}$$

Výpočet minimálního průtoku ohřívákem topné vody

T_{13}	teplota topné vody, vstupní	303,15	[K]
T_{14}	teplota topné vody, výstupní	363,15	[K]
i_{13}	entalpie topné vody, vstupní	125,9	[kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
i_{14}	entalpie topné vody, výstupní	377,1	[kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
Q_{vmin}	výkon výměníku topné vody, minimální	500	[kW]

$$\begin{aligned}m_{vmin} &= \frac{Q_{vmin}}{i_{14} - i_{13}} \\m_{vmin} &= \frac{500}{377,1 - 125,9} \\m_{vmin} &= 1,99 \quad [kg.s^{-1}]\end{aligned}\tag{5.2}$$

Výpočet maximálního průtoku ohřívákem topné vody

T_{13}	teplota topné vody, vstupní	303,15	[K]
T_{14}	teplota topné vody, výstupní	363,15	[K]
i_{13}	entalpie topné vody, vstupní	125,9	[kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
i_{14}	entalpie topné vody, výstupní	377,1	[kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
Q_{vmax}	výkon výměníku topné vody, maximální	1500	[kW]

$$\begin{aligned}m_{vmax} &= \frac{Q_{vmax}}{i_{13} - i_{14}} \\m_{vmax} &= \frac{1500}{377,1 - 125,9} \\m_{vmax} &= 5,97 \quad [kg.s^{-1}]\end{aligned}\tag{5.3}$$

Výpočet minimální světlosti potrubí topné vody

d_{13}	minimální světlost potrubí	?	[m]
V_v	objemový průtok topné vody	0,006	[m ³ .s ⁻¹]
w_d	doporučená rychlost topné vody	2	[m.s ⁻¹]
DN_{13}	doporučená světlost	?	[mm]

$$V_V = \frac{\pi \times d_{13}^2}{4} \times v_d \Rightarrow d_{13} = \sqrt{\frac{4 \times V_V}{\pi \times v_d}}$$

$$d_{13} = \sqrt{\frac{4 \times 0,006}{\pi \times 2}} \quad [m] \quad (5.4)$$

$$d_{13} = 0,061 \quad [m] \Rightarrow DN_7 = 60 \quad [mm]$$

Výpočet celkového příkonu kotle

Q_{Vmax}	příkon výměníku topné vody maximální	1500	[kW]
Q_{KM}	příkon výměníku zemního plynu	2341	[kW]
η_{K1}	účinnost kotle K1	90	[%]

$$P_{KM} = \frac{Q_{Vmax} + Q_{KM}}{\eta}$$

$$P_{KM} = \frac{1500 + 2341}{0,9} \quad (5.5)$$

$$P_{KM} = 4367 \quad [kW]$$

Výpočet spotřeby zemního plynu hlavního kotle

P_{KM}	příkon hlavního kotle	4367	[kW]
H_i	výhřevnost zemního plynu při 15°C	9,445	[kWh.m ⁻³]

$$m_{KM} = \frac{P_{KM}}{H_i}$$

$$m_{K1} = \frac{4367}{9,445} \quad (5.6)$$

$$m_{K1} = 462 \quad [m_N^3.hod^{-1}]$$

$$m_{K1} = 0,123 \quad [m_N^3.s^{-1}]$$

5.2 Výpočet expanzní turbíny

Při výpočtech expanzní turbíny jsem vycházel z nabídky společnosti GWRD s r. o., která mi zpracovala kompletní nabídku turbíny pro mou diplomovou práci.

Základní parametry turbíny GWRD s r. o.

Vstupní teplota zemního plynu	600	[°C]
Výstupní teplota zemního plynu	473	[°C]
Vstupní tlak zemního plynu	2,1	[MPa(a)]
Výstupní tlak zemního plynu	0,63	[MPa(a)]
Průtok zemního plynu jmenovitý	20000	[m ³ _N .h ⁻¹]
Regulační rozsah turbíny	40-100	[%]
Průtok zemního plynu minimální	8000	[m ³ _N .h ⁻¹]

Výpočet výstupní adiabatické teploty zemního plynu

Pro výpočet vstupní teploty zemního plynu využiji Charlesův zákon

p ₄	vstupní tlak zemního plynu	2,1	[MPa]
p ₅	výstupní tlak zemního plynu	0,63	[MPa]
T ₄	vstupní teplota zemního plynu	600	[K]
T _{ad}	výstupní teplota zemního plynu	?	[K]
κ _z _p	adiabatický exponent zemního plynu	1,3	[1]

$$\frac{T_a}{T_4} = \left(\frac{p_5}{p_4} \right)^{\frac{\kappa_z - 1}{\kappa_z}}$$

$$T_{ad} = T_4 \times \left(\frac{p_5}{p_4} \right)^{\frac{\kappa_z - 1}{\kappa_z}} \quad [K]$$

$$T_{ad} = 873,15 \times \left(\frac{0,63}{2,1} \right)^{\frac{1,3-1}{1,3}} \quad [K] \quad (5.7)$$

$$T_{ad} = 661,34 \quad [K]$$

$$T_{ad} = 388,2 \quad [°C]$$

Výpočet účinnosti expanzní turbíny

T_4	vstupní teplota zemního plynu	600	[K]
T_5	výstupní teplota zemního plynu	473	[K]
T_{ad}	výstupní teplota zemního plynu, adiabatická	388	[K]

$$\eta_T = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_{ad}} \times 100$$
$$\eta_T = \frac{600 - 473}{600 - 388} \times 100 \quad (5.8)$$
$$\eta_T = 60 \quad [\%]$$

5.3 Výpočet nádoby na dusík

Výpočet objemu potrubí DN50

d_1	vnitřní průměr trubky	0,054	[m]
L_1	délka trubky	12	[m]

$$V_1 = \frac{\pi \times d_1^2}{4} \times L_1$$
$$V_1 = \frac{\pi \times 0,054^2}{4} \times 12 \quad (5.9)$$
$$V_1 = 0,028 \quad [m^3]$$

Výpočet objemu potrubí DN200

d_2	vnitřní průměr trubky	0,206	[m]
L_2	délka trubky	12	[m]

$$V_2 = \frac{\pi \times d_2^2}{4} \times L_2$$
$$V_2 = \frac{\pi \times 0,206^2}{4} \times 12 \quad (5.10)$$
$$V_2 = 0,4 \quad [m^3]$$

Výpočet objemu potrubí DN300

d_3 vnitřní průměr trubky 0,309 [m]

L_3 délka trubky 4 [m]

$$\begin{aligned} V_3 &= \frac{\pi \times d_3^2}{4} \times L_3 \\ V_3 &= \frac{\pi \times 0,309^2}{4} \times 4 \\ V_3 &= 0,3 \quad [m^3] \end{aligned} \quad (5.11)$$

Výpočet objemu potrubí DN350

d_4 vnitřní průměr trubky 0,337 [m]

L_4 délka trubky 10 [m]

$$\begin{aligned} V_4 &= \frac{\pi \times d_4^2}{4} \times L_4 \\ V_4 &= \frac{\pi \times 0,337^2}{4} \times 10 \\ V_4 &= 0,89 \quad [m^3] \end{aligned} \quad (5.12)$$

Výpočet objemu potrubí DN400

d_5 vnitřní průměr trubky 0,389 [m]

L_5 délka trubky 12 [m]

$$\begin{aligned} V_5 &= \frac{\pi \times d_5^2}{4} \times L_5 \\ V_5 &= \frac{\pi \times 0,389^2}{4} \times 12 \\ V_5 &= 1,43 \quad [m^3] \end{aligned} \quad (5.13)$$

Výpočet objemu v rekuperativního výměníku

d_6 vnitřní průměr trubky 2 [m]

L_6 délka trubky 11 [m]

$$\begin{aligned}
 V_6 &= \frac{\pi \times d_6^2}{4} \times L_6 \\
 V_6 &= \frac{\pi \times 2^2}{4} \times 11 \\
 V_6 &= 35,6 \quad [m^3]
 \end{aligned}
 \tag{5.14}$$

Výpočet celkového vnitřního objemu pro zadusíkování

$$\begin{aligned}
 V_{dus} &= V_1 + V_2 + V_3 + V_4 + V_5 + V_6 \\
 V_{dus} &= 0,028 + 0,4 + 0,3 + 0,89 + 1,43 + 35,6 \\
 V_{dus} &= 38,7 \quad [m^3]
 \end{aligned}
 \tag{5.15}$$

Výpočet objemu nádoby pro dusík

d_{dus}	vnitřní průměr nádoby	1	[m]
L_{dus}	délka nádoby	2	[m]

$$\begin{aligned}
 V_{dus} &= \frac{\pi \times d_{dus}^2}{4} \times L_{dus} \\
 V_{dus} &= \frac{\pi \times 1^2}{4} \times 2 \\
 V_{dus} &= 1,57 \quad [m^3]
 \end{aligned}
 \tag{5.16}$$

Výpočet tlaku nádoby pro dusík

V_{dus1}	objem tlakové nádoby	1,57	[m ³]
V_{dus}	objem pro zadusíkování	38,7	[m ³]
p_{dus1}	přetlak tlakové nádoby	?	[MPa]
p_{dus}	přetlak pro zadusíkování	0,05	[MPa]

$$\begin{aligned}
 V_{dus} \times p_{dus} &= V_{dus1} \times p_{dus1} \Rightarrow p_d = \frac{V_{dus} \times p_{dus}}{V_{dus1}} \\
 p_{dus1} &= \frac{38,7 \times 0,05}{1,57} \\
 p_{dus1} &= 1,23 \quad [MPa]
 \end{aligned}
 \tag{5.17}$$

Pro zadusíkování potrubí zemního plynu v kogenerační jednotce, musí být v tlakové nádobě dusík o minimálním tlaku 1,23 MPa. Nádoba je dimenzovaná na přetlak 4 MPa.

5.4 Výpočet investičních nákladů

Tabulka 1 – Výpočet ceny rekuperativního výměníku

Pořadí	Název	Rozměr	Materiál	MJ	Cena MJ	Celkem
				[ks]	[Kč.ks ⁻¹]	[Kč]
1	trubka	D13,5x2-11000	P265GH	8420	186	1 566 120
2	trubkovnice	D2000-50	P265GH	2	150 000	300 000
3	svařenec	D2032x16x11000	P265GH	1	872 000	872 000
4	trubka	D406x8,8-10500	P265GH	1	36 200	36 200
5	trubka	D355x8	P265GH	1	720	720
6	trubka	D323x7,1-20000	P265GH	1	44 000	44 000
7	trubka	D219,1x7,1-1500	P265GH	1	2 500	2 500
8	oblouk 1,5 D	D406x8,8	P265GH	4	1 500	6 000
9	oblouk 1,5 D	D323,9x7,1	P265GH	1	1 200	1 200
10	oblouk 1,5 D	D219,1x6,3	P265GH	1	1 000	1 000
11	klenuté dno	D2032x16,d 323	P265GH	1	62 000	62 000
12	klenuté dno	D2032x16,d 219	P265GH	1	61 500	61 500
13	HEB 300	L=4000	S235 JR	3	8 000	24 000
14	plech	500x500x20	S235 JR	3	1 300	3 900
15	montáž			1	450 000	450 000
16	svařování			1	4 500 000	4 500 00
17	ostatní náklady			1	378 860	378 860
Celková cena						8 310 000

Tabulka 2 – Výpočet ceny armatur a příslušenství

Pořadí	Název	Rozměr	Materiál	MJ	Cena MJ	Celkem
				[ks]	[Kč.ks ⁻¹]	[Kč]
1	ventil	DN200 PN 25	pro plyn	10	75 000	750 000
2	ventil	DN300 PN 25	pro plyn	2	102 000	204 000
3	ventil	DN350 PN 25	pro plyn	2	1062 000	212 000
4	ventil	DN350 PN 10	pro plyn	6	70 000	420 000
5	ventil	DN250 PN 10	pro plyn	2	65 000	130 000
6	ventil	DN50 PN 10	pro plyn	8	31 000	248 000
7	ventil	DN25 PN 25	pro plyn	12	10 000	120 000
8	měřák	DN200 PN 25	pro plyn	1	150 000	150 000
9	měřák	DN350 PN 10	pro plyn	1	15 000	15 000
10	filtr	DN200 PN 25	pro plyn	2	150 000	300 000
11	výměník	VS 150	pro plyn	2	200 000	400 000
12	nádoba na dusík			1	300 000	300 000
13	ventil	DN200 PN 25	pro vodu	5	5 000	25 000
14	ventil	DN200 PN 25	pro vodu	3	2 000	6 000
15	čerpadlo	DN50		2	40 000	80 000
16	čerpadlo	DN25		1	10 000	10 000
17	kotel K2			1	100 000	100 000
18	elektromateriál			1	250 000	250 000
19	montáž strojní			1	350 000	350 000
20	montáž elektro			1	410 000	410 000
21	ostatní náklady			1	320 000	320 000
Celková cena						4 800 000

Tabulka 3 – Výpočet ceny potrubí a příslušenství

Pořadí	Název	Rozměr	Materiál	MJ	Cena MJ	Celkem
				[ks]	[Kč.ks ⁻¹]	[Kč]
1	trubka	60,3x3,2	P265GH	36	180	6 480
2	trubka	219x6,3	P265GH	24	1 500	36 000
3	trubka	273x6,3	P265GH	6	1 800	10 800
4	trubka	323x7,1	P265GH	4	2 500	10 000
5	trubka	355,6x10	14MoV6-3	12	5 200	62 400
6	trubka	355,6x8	P265GH	12	3 200	38 400
7	trubka	406x8,8	P265GH	4	6 500	26 000
8	příruba	DN25 PN25	C 22	24	110	2 640
9	příruba	DN50 PN10	C 22	18	180	3 240
10	příruba	DN200 PN25	C 22	28	1 600	44 800
11	příruba	DN250 PN10	C 22	4	1 100	4 400
12	příruba	DN250 PN10	C 22	4	4 000	16 000
13	příruba	DN350 PN10	C 22	14	2 500	35 000
14	příruba	DN350 PN25	C 22	6	5 100	30 600
15	příruba	DN400 PN10	C 22	2	4 800	9 600
16	těsnění	DN25 PN25	temaflex	24	50	1 200
17	těsnění	DN25 PN25	temaflex	18	120	2 160
18	těsnění	DN200 PN25	temaflex	28	210	5 880
19	těsnění	DN250 PN10	temaflex	4	300	1 200
20	těsnění	DN300 PN25	temaflex	4	450	1 800
21	těsnění	DN350 PN10	temaflex	14	560	7 840
22	těsnění	DN350 PN25	temaflex	6	830	4 980
23	těsnění	DN400 PN10	temaflex	2	1300	2 600
24	šroubový spoj			1	50 000	50 000

25	montáž	1	250 000	250 000
26	svařování	1	860 000	860 000
27	ostatní náklady	1	187 980	187 980
Celková cena				1 712 000

5.5 Výpočet ročních příjmů

Výpočet ročního výnosu z vyrobené energie

Q_{TM}	výkon turbíny GWRD, jmenovitý	900	[kW]
prp	průměrný roční průtok zemního plynu	75	[%]
rhv	provozní hodiny	8000	[hod.rok ⁻¹]
nce	nákupní cena elektrické energie	4,55	[Kč.kWh ⁻¹]

$$\begin{aligned}
 rve &= Q_{TN} \times prp \times rhv \times nce \\
 rve &= 900 \times 0,75 \times 8000 \times 4,55 \\
 rve &= 2457000 \quad [Kč.rok^{-1}]
 \end{aligned} \tag{5.17}$$

Výpočet ročního výnosu z vyrobeného tepla

Q_{VT}	výkon v teple, jmenovitý	1500	[kW]
$prot$	průměrný roční odběr tepla	67	[%]
rhv	provozní hodiny	8000	[hod.rok ⁻¹]
nct	nákupní cena tepla	210	[Kč.GJ ⁻¹]

$$\begin{aligned}
 rvt &= \frac{Q_{VT} \times 3,6}{1000} \times prot \times rhv \times nct \\
 rvt &= \frac{Q_{VT} \times 3,6}{1000} \times 0,67 \times 8000 \times 210 \\
 rvt &= 6078240 \quad [Kč.rok^{-1}]
 \end{aligned} \tag{5.18}$$

5.6 Výpočet ročních výdajů na palivo

P_{KM}	příkon kotle, jmenovitý	4367	[kW]
prp	průměrný roční průtok	75	[%]
rhv	provozní hodiny	8000	[hod.rok ⁻¹]
czp	cena zemního plynu	1	[Kč.kWh ⁻¹]

$$\begin{aligned}
 rvzp &= P_{KM} \times prp_e \times ph \times czp \\
 rvzp &= 4367 \times 0,75 \times 8000 \times 1 \\
 rvzp &= 26202000 \quad [Kč.rok^{-1}]
 \end{aligned}
 \tag{5.19}$$

5.7 Výpočet ekonomiky projektu

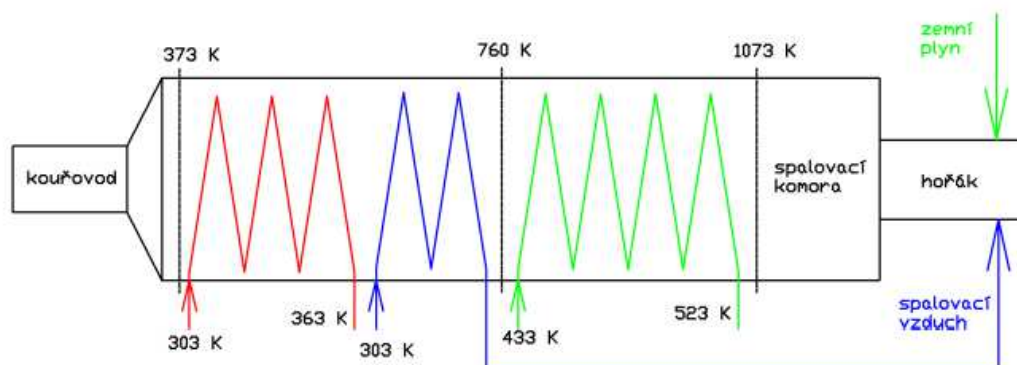
provozní hodiny	8000	[hod.rok ⁻¹]
cena kotle	20 000 000	[Kč]
cena 2 ks turbín GWRD s r. o.	18 400 000	[Kč]
cena rekuperativního výměníku	8 310 000	[Kč]
cena armatur, výměníku	4 800 000	[Kč]
cena potrubí	1 712 000	[Kč]
cena stavební části	5 000 000	[Kč]
cena obchodní náklady a dokumentace	5 000 000	[Kč]
cena MaR, ASŘ a Elektro	5 000 000	[Kč]
celková cena investice	68 220 000	[Kč]
roční vyrobená elektrická energie	5 400 000	[kWh]
roční zisk z nenakoupené elektřiny	24 300 000	[Kč]
roční vyrobené teplo	28 800	[GJ]
roční zisk nenakoupeného tepla	6 048 000	[Kč]
celkové roční příjmy	30 348 000	[Kč]

roční spotřeba paliva	26 202 000	[kWh]
roční náklady na palivo	26 202 000	[Kč]
roční náklady ostatní	1 798 000	[Kč]
celkové roční náklady	28 000 000	[Kč]
prostá návratnost investice	29 let	

6 VÝPOČTY OSTATNÍCH PARAMETRŮ KOGENERAČNÍ JEDNOTKY S TURBÍNOU SIEMENS

6.1 Výpočet hlavního plynového kotle K1

Hlavní plynový kotel K1 se bude skládat ze tří prostorů. První prostor bude spalovací komora. Teplota spalin před ohřívákem plynu bude přibližně 800°C. Při této vstupní teplotě spalin bude maximální teplota stěny ohříváku 520°C. Tato teplota je pro materiál trubek ohříváku 16Mo3 vyhovující. Teplota spalin za ohřívákem plynu bude přibližně 487°C. Kdybych spaliny o této teplotě vedl přímo do komínu, byla by velká komínová ztráta a tím i velmi nízká účinnost kotle. K dalšímu využití tepla spalin bude mít navrhovaný kotel ještě ohřívák topné vody a ohřívák vzduchu. Výstupní teplota spalin do komína bude 100°C. Tepelný výkon v topné vodě kotle předpokládám, v rozmezí 500 - 1500 kW. Teplota spalovacího vzduchu před hořákem bude závislá na množství odebraného tepla vodním výměníkem.



Obrázek 6.1 – Schéma hlavního kotle K1 pro turbínu Siemens

Výpočet příkonu kotle pro ohřev zemního plynu

T_4	teplota zemního plynu, vstupní	523,15	[K]
T_3	teplota zemního plynu, výstupní	433,15	[K]
V_N	průtočné množství zemního plynu	5,556	[m.s ⁻¹]
c_p	měrná tepelná kapacita při 478,15 K	2,06	[kJ.m ⁻³ .K ⁻¹]

$$\begin{aligned}Q_{KS} &= V_N \times c_p \times (T_3 - T_4) \\Q_{KS} &= 5,556 \times 2,06 \times (523,15 - 433,15) \\Q_{KS} &= 1030 \quad [kW]\end{aligned}\tag{6.1}$$

Výpočet celkového příkonu kotle

Q_{vmax}	příkon výměníku topné vody, maximální	1500	[kW]
Q_{KS}	příkon výměníku zemního plynu	1030	[kW]
η_{K1}	účinnost kotle K1	90	[%]

$$\begin{aligned}P_{KS} &= \frac{Q_{vmax} + Q_{KS}}{\eta} \\P_{KS} &= \frac{1500 + 1030}{0,9} \\P_{KS} &= 2811 \quad [kW]\end{aligned}\tag{6.2}$$

Výpočet spotřeby zemního plynu hlavního kotle

P_{KS}	příkon hlavního kotle	2811	[kW]
H_i	výhřevnost zemního plynu při 15 °C	9,445	[kWh.m ⁻³]

$$\begin{aligned}m_{KS} &= \frac{P_{KS}}{H_i} \\m_{KS} &= \frac{2811}{9,445} \\m_{KS} &= 298 \quad [m_N^3.hod^{-1}] \\m_{KS} &= 0,082 \quad [m_N^3.s^{-1}]\end{aligned}\tag{6.3}$$

6.2 Výpočet expanzní turbíny

Při výpočtech expanzní turbíny jsem vycházel z nabídky společnosti Siemens a.s., která mi zpracovala kompletní nabídku turbíny pro mou diplomovou práci.

Základní parametry turbíny Siemens

vstupní teplota zemního plynu	250	[°C]
výstupní teplota zemního plynu	183	[°C]
vstupní tlak zemního plynu	2,1	[MPa(a)]
výstupní tlak zemního plynu	0,63	[MPa(a)]
průtok zemního plynu, jmenovitý	20 000	[m ³ _N .h ⁻¹]
regulační rozsah turbíny	40-100	[%]
průtok zemního plynu, minimální	8 000	[m ³ _N .h ⁻¹]

Výpočet výstupní adiabatické teploty zemního plynu

Pro výpočet vstupní teploty zemního plynu využiji Charlesův zákon

p ₄	vstupní tlak zemního plynu	2,1	[MPa]
p ₅	výstupní tlak zemního plynu	0,63	[MPa]
T ₄	vstupní teplota zemního plynu	523,15	[K]
T _{ad}	výstupní teplota zemního plynu	?	[K]
κ _z _p	adiabatický exponent zemního plynu	1,3	[1]

$$\frac{T_a}{T_d} = \left(\frac{p_5}{p_4} \right)^{\frac{\kappa_z - 1}{\kappa_z}}$$

$$T_a = T_4 \times \left(\frac{p_5}{p_4} \right)^{\frac{\kappa_z - 1}{\kappa_z}} \quad [K]$$

$$T_a = 523,15 \times \left(\frac{0,63}{2,1} \right)^{\frac{1,3-1}{1,3}} \quad [K] \quad (6.4)$$

$$T_a = 396,24 \quad [K]$$

$$T_a^d = 123,9 \quad [°C]$$

6.3 Výpočet ročních příjmu

Výpočet ročního výnosu z vyrobené energie

Q_{TS}	výkon turbíny Siemens, jmenovitý	695	[kW]
prp	průměrný roční průtok	75	[%]
ph	provozní hodiny	8000	[hod.rok ⁻¹]
cne	cena nakupované elektrické energie	4,55	[Kč.kWh ⁻¹]

$$\begin{aligned}
 rve &= Q_{TN} \times prp \times ph \times cne \\
 rve &= 695 \times 0,75 \times 8000 \times 4,55 \\
 rve &= 18973500 \quad [Kč.rok^{-1}]
 \end{aligned} \tag{6.5}$$

Výpočet ročního výnosu z vyrobeného tepla

Q_{VT}	výkon v teple jmenovitý	1500	[kW]
prp_t	průměrný roční průtok	67	[%]
ph	provozní hodiny	8000	[hod.rok ⁻¹]
cnt	nákupní cena tepla	210	[Kč.kWh ⁻¹]

$$\begin{aligned}
 rvt &= \frac{Q_{VT} \times 3,6}{1000} \times prp_t \times ph \times cnt \\
 rvt &= \frac{Q_{VT} \times 3,6}{1000} \times 0,67 \times 8000 \times 210 \\
 rvt &= 6078240 \quad [Kč.rok^{-1}]
 \end{aligned} \tag{6.6}$$

6.4 Výpočet ročních výdajů na palivo

P_{KS}	příkon kotle, jmenovitý	2811	[kW]
prp	průměrný roční průtok	75	[%]
ph	provozní hodiny	8000	[hod.rok ⁻¹]
czp	cena zemního plynu	1	[Kč.kWh ⁻¹]

$$\begin{aligned}
 rve &= P_{KM} \times prp_e \times ph \times czp \\
 rve &= 2811 \times 0,75 \times 8000 \times 1 \\
 rve &= 16866000 \quad [Kč.rok^{-1}]
 \end{aligned} \tag{6.7}$$

6.5 Výpočet ekonomiky projektu

provozní hodiny	8000	[hod.rok ⁻¹]
cena kotle	10 000 000	[Kč]
cena 1 ks turbíny Siemens	18 400 000	[Kč]
cena rekuperativního výměníku	4 000 000	[Kč]
cena armatur, výměníku	4 000 000	[Kč]
cena potrubí	1 400 000	[Kč]
cena stavební části	4 000 000	[Kč]
cena obchodní náklady a dokumentace	5 000 000	[Kč]
cena MaR, ASŘ a Elektro	4 200 000	[Kč]
celková cena investice	51 000 000	[Kč]
roční vyrobená elektrická energie	4 200 000	[kWh]
roční zisk z nenakoupené elektřiny	18 973 500	[Kč.rok ⁻¹]
roční vyrobené teplo	28 800	[GJ]
roční zisk nenakoupeného tepla	6 078 240	[Kč.rok ⁻¹]
celkové roční příjmy	25 051 740	[Kč]
roční spotřeba paliva	16 866 000	[kWh]
roční náklady na palivo	16 866 000	[Kč.rok ⁻¹]
roční náklady ostatní	1 134 000	[Kč]
celkové roční náklady	18 000 000	[Kč]
prostá návratnost investice	7,5 roku	

7 ZÁVĚR

V diplomové práci jsem vypracoval návrh využití tlakové energie zemního plynu k výrobě elektrické energie pomocí redukční turbíny. V současné době je nejvíce využívána redukce tlaku zemního plynu pomocí regulátoru tlaku škrcením, neboť je nejlevnější investicí. Při této redukci se pouze sníží tlak plynu na požadovanou hodnotu.

Tato diplomová práce se zabývá možnostmi využití redukční stanice s expanzní turbínou, přestože je investičně i provozně náročnější. Porovnával jsem dvě možnosti využití tlakové energie zemního plynu dvou turbín, společnosti GWRD s. r. o. a společnosti Siemens, s. r. o. Jako první variantu jsem volil kogenerační jednotku s turbínou GWRD a předehřevem na 600°C. Investiční návratnost tohoto řešení, je dle mého výpočtu 29 let. Jako druhou variantu jsem volil kogenerační jednotku s turbínou Siemens, která v současné době nabízí expanzní turbínu pro maximální teplotu předehřevu zemního plynu 250°C. Investiční návratnost tohoto řešení je dle mého výpočtu 8 let. Z tohoto důvodu, je tato varianta, daleko investičně zajímavější. Množství vyrobené elektrické energie účinnější turbínou Siemens je srovnatelná s množstvím vyrobené elektrické energie s turbínou GWRD, ale provozní náklady s použitím turbíny Siemens jsou poměrně nižší.

Výhodou tohoto řešení kogenerační jednotky je, že množství vyrobené elektrické energie kopíruje průtočné množství zemního plynu. Ve špičce je výroba elektrické energie maximální. Výhodou této kogenerační jednotky, v porovnání s dotovanou výrobou elektrické energie z biomasy, jsou minimální emise a šetrnost k životnímu prostředí. Využitelnost této kogenerační jednotky je, dle mého názoru, hlavně při velkých průmyslových areálech, jako například automobilky a hutní podniky. Tyto podniky spotřebovávají větší množství zemního plynu a vyrobenou energii by částečně pokryli vlastní spotřebu. Nevýhodou většího rozšíření využití tlakové energie zemního plynu k výrobě elektrické energie vidím v tom, že tato energie není dosud zvýhodněná při výkupu jako jiné ekologické zdroje energie. V případě výkupní ceny 4,30 Kč.kWh⁻¹ takto vyrobené elektrické energie, se zvýší návratnost této technologie a byla by pro investory velice příznivá. Cena 4,30 Kč.kWh⁻¹ není ani 40% ceny, za kterou se vykupuje elektřina vyrobená z fotovoltaických článků. Výkupní ceny 4,30 Kč.kWh⁻¹ pro elektrickou energii vyrobenou v kogenerační jednotce by bylo možno dosáhnout v případě, že zdrojem tepla by byl kotel na biomasu.

Ekonomickou návratnost investice výstavby kogenerační jednotky na využití tlakové energie zemního plynu k výrobě elektrické energie pomocí redukční turbíny, je nutné přepočítávat dle konkrétních podmínek lokality výstavby.

8 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] VORÁČEK,Václav a kol. *Energetické stroje*. Ostrava: Skripta VŠB TUO Ostrava, 1990.
- [2] KYSELA, Ladislav. *Plynárenské rozvody a spotřebiče*. Ostrava: Poznámky k přednáškám VŠB-TU, 2008
- [3] KOLEKTIV AUTORŮ. *Plynárenská příručka*, Praha: Nakladatelství GAS, s.r.o, 1997
- [4] KRBEK, Jaroslav a POLESNÝ, Bohumil. *Malé kogenerační jednotky v komunální a průmyslové energetice*. Brno: PC-DIR Real, s.r.o., 1999. ISBN 80-85895-23-4
- [5] ČSN 38 6405, *Plynová zařízení - Zásady provozu*
- [6] RIEDEL,Radovan. *Místní provozní řád ET, a.s. - Rozvod zemního plynu*. Třinec, 2007
- [7] SEVEROČESKÉ ARMATURKY a. s., 2012. *Armatury pro rozvod a regulaci plynu*. [online]. Dostupné z: www.sca.cz/plynovky.htm
- [8] PILCH,Libor. *Bakalářská práce - Využití energie stlačeného zemního plynu k výrobě elektrické energie*
- [9] KADLEC,Zdeněk. *Průvodce sdílením tepla pro požární specialisty*. Ostrava:Sdružení požárního a bezpečnostního inženýrství, 2009. ISBN 978-80-7385-061-6
- [10] FÍK,Josef. *Zemní plyn: tabulky, diagramy, rovnice, výpočty*. Praha: Agentura ČSTZ, s. r. o., 2006
- [11] ČSN EN 10216-2, *Bezešvé ocelové trubky pro tlakové nádoby a zařízení*
- [12] VILIMEC,Ladislav a JOSIEK,Jiří. *Materiály a pevnostní dimenzování částí parních generátorů*. Ostrava: 2012. ISBN 978-80-248-2512-0
- [13] STROJON spol. s. r. o., 2012. *Typizované výrobky*. [online]. Dostupné z: www.strojon.cz/typizovane-vyrobky/
- [14] BURYAN,Petr a kol., 2009. *Využití expandérů při redukci tlaku zemního plynu*. [online]. Dostupné z: www.allforpower.cz/clanek/vyuziti-expanderu-pri-redukci-tlaku-zemniho-plynu/

9 SEZNAM PŘÍLOH

Příloha A – Schéma kogenerační jednotky s turbínou GWRD

Příloha B – Schéma kogenerační jednotky s turbínou Siemens

Příloha C – Dispoziční návrh kogenerační jednotky

Příloha D – Výkres rekuperativního výměníku

Příloha E – Výkres trubkového svazku